



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA
INGENIERIA MECÁNICA**

TITULO

Diseño de una Roladora para el Laboratorio de Conformación de Metales.

AUTORES

Br. RÓGER ENÓS MONTALVÁN MORENO.

Br. CRISTOBAL EZEQUIEL URBINA CORNAVACA.

TUTOR

Ing. RODOLFO GUERRERO REYES.

Managua, 20 de Octubre de 2012

AGRADECIMIENTO

Nuestra eterna gratitud a nuestro Dios, a nuestro Padres: Roger Montalván y Cristóbal Urbina, y a nuestras madres María Elena Moreno Rivera y Yadira Cornavaca a nuestro amigo que nunca nos falla Jesús, gracias a todos ustedes por habernos introducirnos a la buena educación, por cuidarnos y siempre llevarnos por el camino del bien, pero queremos en especial agradecerle Dios por habernos regalado unos padres maravillosos que nos han sabido dar todos nuestro derechos y obligaciones, gracias por todo su amor, por su infinito sacrificio y por todo ese esfuerzo y comprensión que siempre lo llevamos y lo llevaremos presente; además agradecemos a todos los profesores de toda nuestra vida estudiantil por habernos guiado y enseñado la ciencia del saber y seamos además testigos de nuestro triunfos y nuestro fracasos, a nuestra querida universidad, UNJ RUPA de quienes llevamos las mejores enseñanzas.

DEDICATORIA

Además les dedicamos este proyecto a todos nuestros compañeros y amigos para que algún día lo puedan leer y les sirva como herramienta de aprendizaje.

Al culminar una etapa más de nuestra vida estudiantil, dedicamos todo el sacrificio reflejado en este Proyecto a toda nuestra querida familia, ya que sin su constante apoyo y amor no hubiese alcanzado nuestro tan anhelado Título.



JUSTIFICACIÓN

DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

El laboratorio de conformación de metales, en la actualidad no demanda de un sin número de herramientas y equipos que no ayudan a reforzar de una forma práctica los conocimientos adquiridos teóricamente por el estudiante; uno de estos procesos es el rolado, el mismo que por medio de un mecanismo semiautomático de tres rodillos permita dar la forma curva deseada a la lámina para la obtención de cilindros.

JUSTIFICACIÓN

La facultad de la tecnología de la industria muestra interés por egresar ingenieros mecánicos más capaces y preparados, no solo teóricamente, sino en la práctica, se ve obligado a invertir recurso en el equipamiento de laboratorio para desarrollar diversas prácticas.

Por tanto podemos decir que este proyecto contribuirá grandemente en la calidad de la enseñanza de la asignatura de conformación de metales, ampliamente porque no existe un laboratorio en los cuales los estudiantes de ingeniería mecánica no puedan realizar sus prácticas.

La principal motivación para realizar este proyecto es implementar el laboratorio de conformación de metales, que hoy en día no cuenta con un equipo suficiente y adecuado que garantice el aprendizaje práctico de los estudiantes; este proyecto de investigación hace un mayor énfasis en la asignatura de Conformación de metales, aportando un mecanismo que permita al estudiante comprender y aplicar los conocimientos teóricos; dándoles una pauta para que en un futuro puedan construir diversos equipos que puedan resolver problemas de la industria.

Otro problema que tiene la asignatura de conformación de metales es que no es obligatoria si no es una asignatura opcional para la carrera de ingeniería mecánica.



JUSTIFICACIÓN

SOLUCIÓN DEL PROBLEMA

Con la implementación de la Roladora semiautomática para Laboratorio de conformación de metales, los estudiantes mejorarán notablemente el desempeño de las prácticas de rolado en el Área de Conformación de metales.



OBJETIVO GENERAL Y OBJETIVO ESPECÍFICO.

OBJETIVO GENERAL

Este tema monográfico consiste en diseñar una roladora semiautomática de tres rodillos del mismo diámetro, para el laboratorio de conformación de metales, de la facultad de la tecnología de la industria, el mismo que permitirá realizar en láminas metálicas delgadas la forma de curva deseada con un grado de calidad aceptable. Permitiendo a los estudiantes de la facultad realizar prácticas de dicha asignatura.

OBJETIVO ESPECIFICO

- 1) Recopilar información sobre el diseño de una roladora de tres rodillos.
- 2) Definir el algoritmo de cálculo para diseñar una roladora de tres rodillos.
- 3) Seleccionar los materiales adecuados, en base a sus parámetros tecnológicos, con la ayuda de especificaciones y normas a un bajo costo.
- 4) Seleccionar el tipo de motor de acuerdo a sus parámetros.



RESUMEN.

RESUMEN.

La roladora semiautomática, para laboratorio de conformación de metales se construye por la necesidad y requerimientos del laboratorio de la universidad nacional de ingeniería, mediante un análisis se determinó la necesidad de contar con este equipo, el mismo que por medio de un mecanismo semiautomático de tres rodillos permite dar la forma curva deseada a una lámina para la obtención de cilindros de lámina metálica a través de deformación plástica por rolado.

El presente trabajo permitirá reforzar los conocimientos adquiridos teóricamente y permitirá aplicar en la práctica el proceso de rolado.

Este Proyecto de Titulación está estructurado de la siguiente manera:

El Primer Capítulo trata sobre la naturaleza en el diseño mecánico, aquí se hace las principales recomendaciones y los medios que se utiliza en el diseño mecánico.

El Segundo Capítulo trata sobre las generalidades en el diseño mecánico, aquí se define los principales conceptos y ecuaciones matemáticas ocupadas en el diseño.

El Tercer Capítulo trata sobre fundamentos generales del conformado mecánico, definición, clasificación de los procesos de conformado de acuerdo a los esfuerzos, factores principales que influyen en el conformado de metales.

El Cuarto Capítulo trata sobre los aspectos fundamentales en el proceso de rolado, generalidades, definición del rolado, material de los rodillos, procesos de rolado, equipos, parámetros principales, defectos en el rolado y lubricantes.



RESUMEN.

El quinto capítulo trata sobre los parámetros principales para el diseño de la roladora semiautomática. Aquí se define la selección del motor, y los elementos constitutivos.

El sexto capítulo trata sobre diseño y selección de materiales de los rodillos aquí se define la selección de materiales, la vida útil de los rodillos, el estado tensional de los rodillos, los principales esfuerzo, el factor de seguridad contra la fluencia y la fatiga y el orden de ejecución de los rodillos.

El séptimo capítulo trata sobre el diseño del sistema de engranaje, diseño del cojinete y diseño de cuñas aquí se define la selección de materiales para la fabricación de los engranajes, los cojinetes y las chavetas; las fuerzas tangenciales ; los limites de tolerancia y de interferencia.

El octavo capítulo trata sobre dimensionamiento y construcción de la roladora semiautomática aquí se detalla las dimensiones y el proceso de ejecución de cada una de las piezas que compone la roladora semiautomática.

Y en el Noveno Capítulo constan conclusiones y recomendaciones de este proyecto de titulación.



INTRODUCCIÓN.

INTRODUCCIÓN.

La universidad nacional de ingeniería en su afán es de mejorar la calidad de la enseñanza, ha venido equipando los laboratorios para las prácticas de asignaturas importantes en el desarrollo de diferentes carreras.

Este tema monográfico se pretende realizar debido a la necesidad de hacer prácticas de laboratorio en la asignatura de conformación de metales, está orientado al diseño de una roladora semiautomática de tres rodillos del mismo diámetro.

El mencionado trabajo es realizado de manera organizada y constituye un voluminoso documento, donde de manera pedagógica se resumen procedimientos generales para el diseño general de la roladora semiautomática de tres rodillos. El mismo corresponde además de la evaluación de las cargas estáticas y dinámicas de la máquina, la verificación mecánica de sus elementos principales, el diseño de los cojinetes, cuñas y sistemas de engranaje y de su vida útil de cada elemento, y el cálculo de potencia y la selección del motor eléctrico.

En todo momento se consideró en el desarrollo del trabajo no solo criterios teórico sino también de carácter económico y prácticos. Constituyendo de este modo, un interesante texto de consulta para estudiantes de la especialidad de conformación de metales.

Como conclusión, se ajuntan en el documento los planos generales y las dimensiones y las características de los principales elementos de la máquina.

La práctica de laboratorio de conformación de metales es de gran importancia para el desarrollo académico y que posibilita que tanto como los alumnos como los docentes realicen trabajo que vinculen los conocimientos teóricos con la práctica de la asignatura.



CAPITULO I NATURALEZA DEL DISEÑO MECANICO

1.1 EL PROCESO DE DISEÑO MECÁNICO.

El objetivo final de un diseño mecánico es obtener un producto útil que satisfaga las necesidades del cliente y además sea seguro, eficiente, confiable, económico y de manufactura práctica.

Es esencial que el diseñador conozca los deseos y las expectativas de todos los clientes antes de comenzar el diseño del producto. Los profesionales de venta se ocupan, con frecuencia, en conocer las definiciones de las expectativas del cliente, pero es probable que los diseñadores trabajen junto a ellos como parte de un equipo de desarrollo del producto.

Es considerable considerar como se ajusta el proceso de diseño a todas las funciones que deben cumplirse para que se entreguen un producto satisfactorio para el cliente y para dar servicio al producto durante el ciclo de vida. De hecho es importante considerar como se desechara el producto después de haber llegado a su vida útil. El total de estas funciones que afectan al producto se llaman “proceso de realización del producto” (PRT). Algunos de los factores comprendidos en el PRT son:

- Investigación para determinar la tecnología disponible que pueda usarse en forma razonable del producto.
- Disponibilidad de materiales y componentes que pueden incorporarse al producto.
- Diseño y desarrollo del producto.
- Prueba de funcionamiento.
- Documentación del diseño.



CAPITULO I – NATURALEZA DEL DISEÑO MECANICO.

- Conocimiento de la fuerza de trabajo.
- Capacidad del sistema de manufactura.
- Problemas ambientales durante la fabricación.
- Funcionamiento y disposición del producto.
- Requisitos legales.
- Disponibilidad del capital financiero.

1.2 CONOCIMIENTO NECESARIO EN EL DISEÑO MECÁNICO.

Los ingenieros y los diseñadores mecánicos usan una amplia variedad de capacidades y conocimiento en sus tareas diarias, inclusive las siguientes:

- Trazado, dibujo técnico y diseño asistido por computadora (AUTO CAD).
- Propiedades de los materiales, procesamiento de materiales y procesos de manufactura.
- Aplicaciones de la Química, como protección contra la corrosión, galvanoplástica y pintura.
- Aplicaciones de Estática, Dinámica, Resistencia de Materiales, Cinemática y Mecanismos.
- Comunicación oral, atención, redacción técnica y trabajo en equipo.
- Funcionamiento de los fenómenos eléctricos y controles industriales.
- Diseño de experimentos y pruebas de funcionamiento de materiales y sistemas mecánicos.
- Creatividad, solución de problemas y sugerencia del proyecto.
- Análisis de esfuerzo.
- Conocimiento especializado del comportamiento de elementos de máquinas, como engranes, transmisiones de banda, transmisiones de cadena, ejes, cojinetes, cuñas, acanaladuras, acoplamientos, sellos, resortes, uniones (atornilladas, soldadas, remachadas, adhesivas), motores eléctricos, dispositivo de movimiento lineal, embragues y frenos.

1.3 FUNCIONES, REQUISITOS Y CRITERIOS DE EVALUACIÓN.

Las funciones indican lo que debe de hacer el dispositivo, mediante afirmaciones generales no cuantitativas donde se use frases de acción tales como soportar una carga, transmitir potencia o mantener dos miembros estructurales.

Los parámetros de diseño son declaraciones detalladas en general cuantitativas, de los valores esperados de funcionamiento, condiciones ambientales, en las que debe trabajar el dispositivo las limitaciones de espacio o peso o materiales y componentes disponibles que pueden usarse. Los criterios de evaluación son declaraciones de características cuantitativas deseables en un diseño, que ayudan a que el diseñador decida que opción de diseño es la óptima, esto es que el diseño que minimice las desventajas y maximice las ventajas.

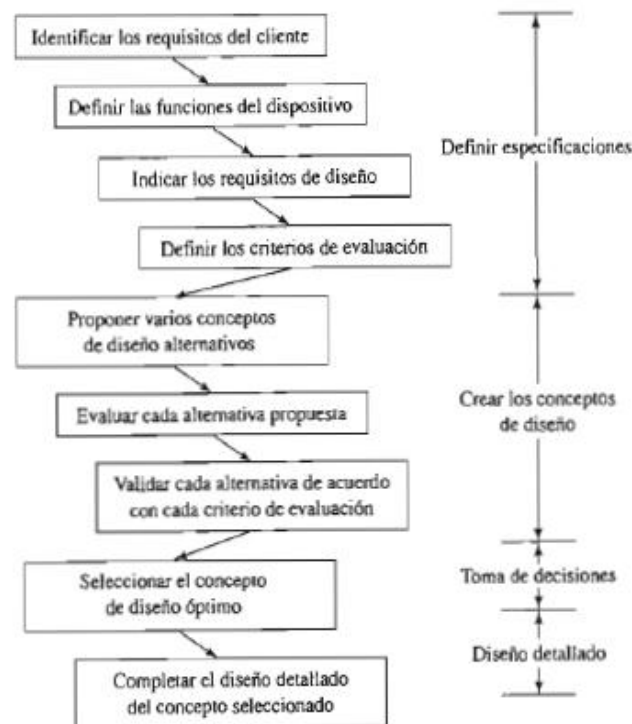


Figura 1.1- Pasos en el proceso de diseño



La mayor parte de los diseñadores pasa por un ciclo de actividades, tal como se muestra en la figura 1.1 en el caso típico, el diseñador debe proponer más de un concepto de diseño posible como alternativa. Es ahí donde se plantea la creatividad para producir diseños verdaderamente novedosos. Cada concepto debe satisfacer las funciones y los requisitos del diseño. Debe hacerse una evaluación crítica completa de las propiedades deseables, las ventajas y las desventajas de cada concepto de diseño para decidir que concepto de diseño es el óptimo y en consecuencia, viable para producir.

1.3.1 Criterios de evaluación

Debe ser preparado por todos los miembros de un equipo de desarrollo del producto, para asegurar que se incluyan los intereses de todas las partes implicadas. Con frecuencia se asignan factores de ponderación a los criterios, para reflejar su influencia relativa.

El criterio principal debe ser siempre la seguridad. Los distintos conceptos de diseño pueden tener varios grados de seguridad inherentes, además de cumplir con los requisitos de seguridad que aparecen en la lista de requisitos de diseño. Los diseñadores e ingenieros son responsables legalmente si una persona se lesiona a causa de un error de diseño. El lector debe considerar cualquier uso previsible del dispositivo y garantizar la seguridad de quien lo opere o puedan acercarse a él.

Además, es prioridad alcanzar un alto desempeño general. Ciertos conceptos de diseño pueden tener propiedades deseables que otros no tengan. Los demás criterios deben reflejar las necesidades especiales de un determinado proyecto.

Criterios de evaluación:

- Seguridad (la seguridad relativa inherente antes que todo requisito mencionado)
- Desempeño (el grado donde el concepto de diseño supera los requisitos)
- Facilidad de manufactura



CAPITULO I – NATURALEZA DEL DISEÑO MECANICO.

- Facilidad de servicio o de reemplazo de componentes (mantenibilidad)
- Facilidad de operación
- Bajo costo inicial
- Bajo costo de operación y mantenimiento
- Pequeño tamaño y peso ligero
- Silencioso y con poca vibración; funcionamiento suave
- Usar materiales y componentes de fácil compra
- Uso prudente de partes de diseño único y de componentes disponibles en el mercado
- Apariencia atractiva y adecuada a la ampliación.

1.4 AYUDA DE CÓMPUTO.

A causa de la necesidad normal de efectuar varias interacciones, y ya que muchos de los procedimientos de diseño requieren cálculos largos y completos con frecuencia es útil contar con hojas de cálculo, programas de análisis matemático, programas de cómputo o calculadora programable para desarrollar el análisis del diseño. Las hojas de cálculo o programas interactivos, permite al diseñador tomar decisiones durante el proceso de diseño. De esta forma puede efectuarse muchas pruebas en corto tiempo y pueden investigarse los efectos del cambio de diversos parámetros. En este proyecto se usara con frecuencia hojas de cálculo de Microsoft Excel y cálculo de análisis asistido por computadora (Mdsolids y SolidWorks).

1.5 CALCULO DE DISEÑO.

Es importante anotar los cálculos en forma pulcra, completa y ordenada. Deberá explicar a otros como ataco el diseño, que datos uso y que hipótesis y juicios planteo. Con frecuencia es útil tener un registro exacto de sus cálculos de diseño, si es probable que este diseño tenga cambios. En todos estos casos se pide que comunique su diseño a otros por escrito y con figuras.



CAPITULO I – NATURALEZA DEL DISEÑO MECANICO.

Para preparar un registro de diseño cuidadoso, en general deberá tomar en cuenta lo siguiente:

- Identificar el elemento de máquina que será diseñado y la naturaleza de cálculo del diseño.
- Trazar un esquema de elemento, que muestren todas las propiedades que afecten el funcionamiento o el análisis de esfuerzo.
- Mostrar en un esquema las fuerzas que actúan sobre el elemento (diagrama de cuerpo libre) y trazar los dibujos para aclarar el caso físico real.
- Identificar el tipo de análisis a efectuar, tal como el esfuerzo por flexión, deflexión de una viga, pandeo de una columna, entre otros.
- Enlistar todos los datos y las hipótesis.
- Escribir las formulas en forma de símbolo e identificar con claridad los valores y las unidades de las variables que se intervienen. Si una formula potencial no se conoce bien, en su trabajo cite la fuente.
- Resolver cada fórmula para variable deseada.
- Insertar datos, comparar unidades y desarrollar los cálculos
- Juzgar lo adecuado del resultado.
- Si el resultado no es razonable, cambiar las decisiones del diseño y repetir el cálculo. Quizás sea más adecuada una geometría o un material distinto.
- Cuando se ha llegado a un resultado razonable y satisfactorio, especifique los valores definitivos de todos los parámetros importantes en el diseño, usando tamaño normalizado, dimensiones cómodas, materiales que se consigan con facilidad, entre otros.



CAPITULO II
GENERALIDADES EN EL DISEÑO MECANICO.

2.1 MECÁNICA DE MATERIALES.

La mecánica de materiales investiga el efecto de la fuerza aplicada sobre los cuerpos. Si se aplica fuerza a un cuerpo y no se produce movimiento, las reacciones impiden el movimiento pueden aplicarse usando las leyes de la estática. Si se produce movimiento, las aceleraciones y el movimiento pueden determinarse con el principio de la dinámica.

2.1.1 Leyes de la Estática.

Las leyes de la estática se basan en la primera ley de Newton y nos plantea: Si un cuerpo está en reposo permanecerá en reposo o equilibrio al aplicarse una fuerza externa que actúe sobre el cuerpo.

$$\sum F = 0 \quad \text{Ecu 2.1}$$

2.1.2 leyes de la dinámica.

Las leyes de la dinámica se basa en la segunda ley de Newton y nos afirma: la razón de cambio con respecto al tiempo de la cantidad de movimiento de un cuerpo es igual a la fuerza resultante que actúan sobre el mismo.

$$\sum F = ma \quad \text{Ecu 2.2}$$



2.1.3 Tercera ley de Newton.

La tercera ley de Newton afirma que si dos cuerpos interaccionan, la fuerza del cuerpo 1 sobre el cuerpo 2 es igual y opuesta a la fuerza del cuerpo 2 sobre el cuerpo 1. Esto es:

$$F_{1,2} = -F_{2,1} \quad \text{Ecu 2.3}$$

2.1.4 Peso.

El peso de un objeto se define como la fuerza gravitacional resultante sobre el objeto. ¡Debida a todos los otros cuerpos en el universo!

$$W = mg \quad \text{Ecu. 2.4}$$

2.2 ESFUERZO Y DEFORMACIÓN.

2.2.1 Esfuerzo.

El esfuerzo es una función de las fuerzas internas en un cuerpo que se produce por la aplicación de cargas exteriores. La definición $\sigma = \frac{F}{A}$ es una formula muy importante y útil.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ecu 2.5}$$

Dónde: σ : Es el esfuerzo unitario en $(\frac{Lb_f}{pulg^2} \text{ o } \frac{N}{m^2})$, F: significa carga aplicada en $(N \text{ o } Lb_f)$, A: área sobre el cual actúa la carga $F \text{ } pulg^2 \text{ o } m^2$

2.2.2 Deformación.

Se conoce como deformación al cambio de longitud (elongación, contracciones). Una deformación es por consiguiente el cambio de longitud de una parte.

2.2.2.1 Deformación total (δ).

Es el cambio total de la longitud del miembro.

2.2.2.2 Deformación unitaria.

Se define como el cambio de longitud por unidad de longitud. Se expresa algebraicamente

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} \quad \text{Ecu 2.6}$$

Donde: ϵ = deformación unitaria (pulg/pulg) o (m/m), δ = deformación total (cambio total de longitud) pulg o metros, L = longitud original en pulg o metros

2.3 ESFUERZO CORTANTE TORSIONAL.

Cuando un par de torsión, o un momento de torsión se aplica a un elemento tiende a deformarlo por torcimiento, lo cual causa una rotación de una parte del elemento en relación con otra. Este torcimiento provoca un esfuerzo cortante en el miembro.

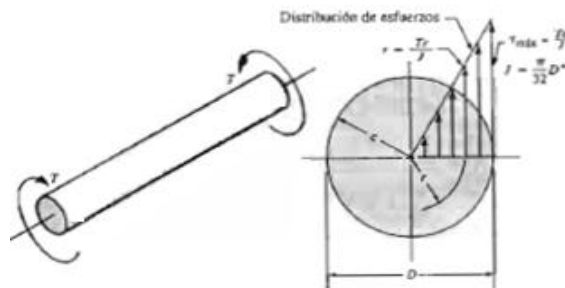


Figura 2.1 Distribución de esfuerzo en un eje macizo.

2.3.1 Formula esfuerzo cortante torsional.

Cuando un eje macizo se somete a un par de torsión, la superficie extrema sufre la máxima deformación cortante unitaria y, por consiguiente, el esfuerzo



cortante torsional máximo. El valor del esfuerzo torsional máximo para un eje se calcula:

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} \quad Ecu 2.7$$

Si:

$$J = \frac{\pi d^4}{32} = Z_p r \quad Ecu 2.8$$

Entonces:

$$\tau_{max} = \frac{T}{Z_p} \quad Ecu 2.9$$

Dónde: r : Es el radio de la superficie externa del eje, J : Momento polar de inercia, Z_p : Modulo de sección polar, d : Es el diámetro de la superficie externa del eje.

También:

$$Z_p = \frac{\pi d^3}{16} \quad Ecu 2.10$$

2.3.2 Deformación por torsión.

Cuando un eje se somete a un par de torsión, sufre un torcimiento en el que una sección transversal gira con respecto a otras secciones transversales en el eje. El ángulo de torsión se calcula mediante:

$$\varphi = \frac{TL}{GJ} \quad Ecu 2.11$$



Dónde: φ : Ángulo de torsión en radianes, L : Longitud del eje donde se calcula el ángulo de torsión, G : Modulo de elasticidad del material del eje en cortante.

2.4 ESFUERZO DEBIDO A LA FLEXIÓN (σ).

Una viga es un elemento que soporta cargas transversales a su eje. Estas cargas produce momento de flexión en la viga, las cuales a su vez causan el desarrollo de esfuerzo de flexión.

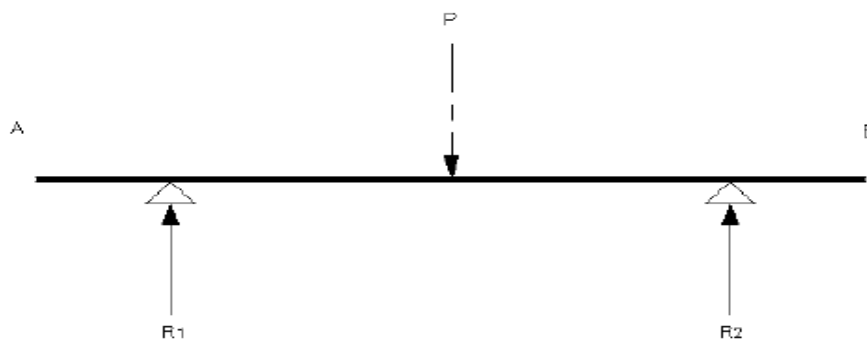


Figura 2.2 Viga

Los esfuerzos de flexión son esfuerzos normales, estos son de tensión o de compresión. También pueden producirse tensiones por torsión. El esfuerzo cortante máximo en una sección transversal de una viga está en la parte más alejada del eje neutro de la sección. En ese punto, la fórmula de la flexión muestra como resultado el esfuerzo:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}C}{I_{xx}} \quad Ecu 2.12$$

Si:

$$S_{xx} = \frac{I_{xx}}{C} \quad Ecu 2.13.$$

Entonces:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S_{xx}} \quad Ecu 2.14$$



CAPITULO II – GENERALIDADES EN EL DISEÑO MECANICO.

Donde: M_{max} : Magnitud del momento máximo de flexión en esa sección. I_{xx} : Momento de inercia del área transversal con respecto a su eje neutro. C : Distancia del eje neutro a la fibra más alejada.

2.5 ESFUERZO EN DISEÑO Y FACTOR DE SEGURIDAD.

2.5.1 Esfuerzo en diseño.

En el diseño de elementos de máquinas y estructuras se presentan tres tipos de esfuerzos.

2.5.1.1 Esfuerzo de trabajo o de diseño (σ , τ):

Es el esfuerzo real que soporta el material bajo la acción de carga.

2.5.1.2 Esfuerzo permisible (σ , τ):

Indican valores reducidos de resistencia que se utiliza en el diseño para determinar las dimensiones de los sólidos de acuerdo a su resistencia.

El código AISI (Instituto americano) expresa el siguiente esfuerzo admisible para el acero al carbono.

1) Si la pieza está sometida a tensión entonces:

$$0.45S_y \leq [\sigma]_t \leq 0.60S_y \quad \text{Ecu 2.15}$$

(Debe ser mayor el de diseño)

2) Si la pieza soporta cortantes entonces:

$$[\sigma]_t = 0.40S_y \quad \text{Ecu 2.16}$$



3) Si está sometida a esfuerzo de flexión, entonces:

$$0.60S_y \leq [\sigma]_t \leq 0.75S_y \quad Ecu 2.17$$

4) Si está sometida a aplastamiento o compresión:

$$[\sigma]_t \leq 0.90S_y \quad Ecu 2.18$$

2.5.1.3 Esfuerzo límite o límite de fluencia S_y

La resistencia de un elemento depende de la elección, tratamiento térmico, y el proceso de manufactura de material. Sus valores se obtienen mediante ensayo, “para el diseño por esfuerzo permisible el valor de límite de fluencia es el que emplea para el diseño”.

2.5.2 Facto de seguridad

El coeficiente de seguridad es una medida relativa de un componente que soporta una carga (medida cualitativa y cuantitativa nos plantea ¿Qué tanto estamos diseñando.) y se expresa como:

$$N = \frac{[\sigma]_t}{\sigma} = \frac{\text{Esfuerzo permisible}}{\text{Esfuerzo de diseño}} > 1 \quad Ecu 2.19$$

Si $N < 1$ diseño inseguro, Si $N > 4$ sobre diseñado, Diseño elástico: $1 \leq N \leq 2.5$ (Aproximadamente), Diseño plástico $2 \leq N \leq 5$ (Aprox)

2.6 CÍRCULO DE MOHR.

2.6.1 Circunferencia de mohr para esfuerzos.

En dos dimensiones, la Circunferencia de Mohr permite determinar la tensión máxima y mínima, a partir de dos mediciones de la tensión normal y tangencial sobre dos ángulos que forman 90°:

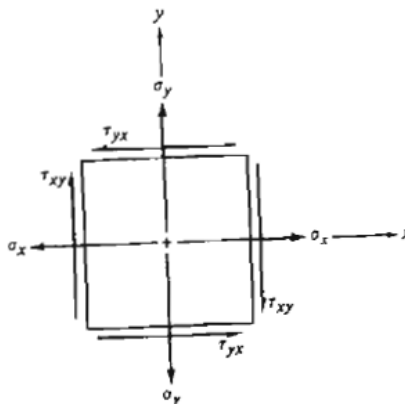


Figura 2.3 Elemento general de esfuerzo en dos dimensiones

2.6.1.1 Esfuerzo cortante máximo.

Es una orientación distinta del elemento de esfuerzo, se presentara el esfuerzo cortante máximo su magnitud se calcula como:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left[\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right]^2 + \tau_{xy}^2} \quad Ecu 2.20$$

2.6.1.2 Esfuerzos normales máximo: esfuerzos principales.

La combinación de esfuerzos normales y cortantes aplicados que produce el esfuerzo normal máximo se llama esfuerzo principal máximo y su magnitud es:

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left[\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right]^2 + \tau_{xy}^2} \quad Ecu 2.21$$

La combinación de esfuerzos principales aplicados que produce el esfuerzo normal mínimo se llama esfuerzo principal mínimo y su magnitud es:

$$\sigma_{min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left[\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right]^2 + \tau_{xy}^2} \quad Ecu 2.22$$

Especialmente en el análisis experimental de esfuerzo, es importante conocer la orientación de los esfuerzos principales. El ángulo de inclinación de los planos, se llaman planos principales, sobre los que actúan los esfuerzos principales se calculan con:

$$\phi_{\sigma} = \frac{1}{2} \tan^{-1} [2\tau_{xy} / \sigma_x - \sigma_y] \quad Ecu 2.23$$

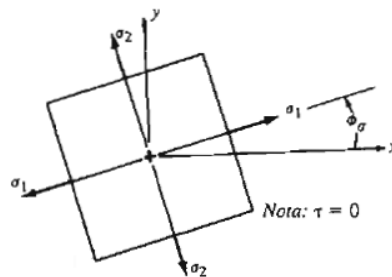


Figura 2.4 Elemento del esfuerzo principal.

2.6.1.3 Angulo del elemento con esfuerzo cortante máximo.

El ángulo de inclinación del elemento donde se presenta el esfuerzo cortante máximo se calcula como sigue:

$$\phi_{\tau} = \frac{1}{2} \tan^{-1} [-(\sigma_x - \sigma_y) / 2\tau_{xy}] \quad Ec 2.24$$

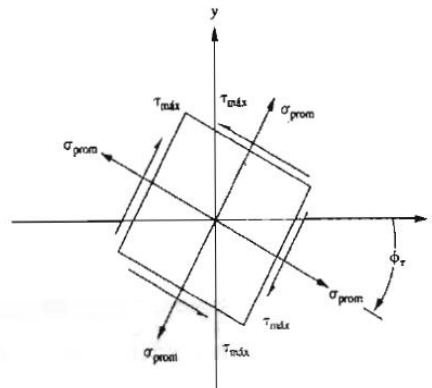


Figura 2.5 Elementos con esfuerzos cortante máximo.

2.6.1.4 Esfuerzo normal promedio.

Observe que es el promedio de los esfuerzos normales aplicado. El elemento con esfuerzo cortante máximo resultante se muestra en la figura 2.5 y su magnitud es:

$$\sigma_{pro} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad Ec \ 2.25$$

2.7 RESISTENCIA A LA FATIGA.

En la figura muestra que el dominio de La fatiga en los altos de ciclaje 10^3 ciclos para acero hasta la vida de resistencia a la fatiga limite N_e que es aproximadamente 10^6 a 10^7 ciclos. El propósito es desarrollar los métodos de aproximación del diagrama S-N en la región de alto ciclaje cuando la importancia sea tan escasa como el resultado de un ensayo a la tensión simple la experiencia amostrado que los datos de fatiga de alto ciclaje se rectifica por medio de un transformación logarítmica para el esfuerzo y los tipos de falla. Estas curvas se obtienen a través de una serie de ensayos donde una probeta del material se somete a tensiones cíclicas con una amplitud máxima relativamente grande. Se cuentan los ciclos hasta rotura.

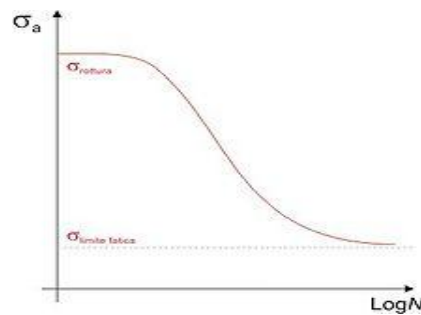


Figura 2.6 Curva S-N representativa.

$$\sigma_F = S_{ut} + 345 \text{ Mpa} \quad \text{Ecu 2.26}$$

Donde f es la fracción de S_{ut} . Representada, despejando f da:

$$f = \frac{\sigma_F}{S_{ut}} (2 \times 10^3)^b \quad \text{Ecu 2.27}$$

Si se conoce esta ecuación esfuerzo verdadero-deformación verdadera, se emplea la aproximación SAE para aceros con $H_B \leq 500$.

$$\sigma_F = S_{ut} + 345 \text{ Mpa} \quad \text{Ecu 2.28}$$

El exponente b se determina mediante la siguiente ecuación:

$$b = \frac{\log(\sigma_F / S_e)}{\log(2N_e)} \quad \text{Ecu 2.29}$$

La constante a se determina mediante la siguiente ecuación:

$$a = \frac{f^2 S_{ut}^2}{S_e} \quad \text{Ecu 2.30}$$

CAPITULO II – GENERALIDADES EN EL DISEÑO MECANICO.

Tabla 2.1 Resumen de las ecuaciones de Fatiga en unidades SI para ACEROS

CANTIDAD	RELACION
Resistencia a la Fatiga	$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_{ut} \phi_{0.30}$
Límite de Resistencia a la fatiga	$S_e = 0.506 S_{ut} = S_{ut} \phi_{0.30}$
Concentración de Esfuerzo para vida infinita	$K_t = \frac{K_t}{1 + \frac{2}{\sqrt{r}} \cdot \frac{(K_t - 1)}{K_t} \cdot \sqrt{a}}$
Factor de seguridad contra la Fluencia	$n_f = \frac{S_y}{\sigma_a}$
Factor de seguridad en Fatiga por el modelo ED ASME Elíptico	$\frac{1}{n_f} = \frac{16}{\pi d^3} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2}$
Componente del Esfuerzo de Von Mises en Torsion	$\sigma_m = \frac{16 \sqrt{3} K_{fs} T_m}{\pi d^3}$
Componente del Esfuerzo de Von Mises en Flexion	$\sigma_a = \frac{32 K_f M_a}{\pi d^3}$
Factor de Superficie por Maquinado	$K_a = 4.45 (S_{ut})^{-0.265}$
Factor de Tamaño	$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107}$
Ciclo de Vida	$N = \left[\frac{\sigma_a}{S_e} \right]^{1/b}$

Tabla 2.2 Parámetro de Heywood, para \sqrt{a} y C_{kf} para ACEROS

CARACTERISTICA	\sqrt{a}		C_{kf}
	$S_{ut} \text{ Mpa}$	$S_{ut} \text{ Kpsi}$	
Agujero Transversal	$\frac{174}{S_{ut}}$	$\frac{5}{S_{ut}}$	0.10
Hombro	$\frac{139}{S_{ut}}$	$\frac{4}{S_{ut}}$	0.11
Ranura	$\frac{104}{S_{ut}}$	$\frac{3}{S_{ut}}$	0.15



2.8 FUERZAS DE ROZAMIENTO.

La fricción es la resistencia al movimiento que existe cuando un objeto sólido se mueve tangencialmente con respecto a la superficie de otro sólido con el que está en movimiento. Las observaciones experimentales se resumen en las siguientes leyes de rozamiento:

1) La fuerza de rozamiento estática entre dos superficies cualesquiera que están en contacto es opuesta a la fuerza aplicada y puede tener valores dados por:

$$f_s \leq \mu_s N \quad \text{Ecu 2.31}$$

2) La fuerza de rozamiento cinética es opuesta a la dirección del movimiento y está dado por:

$$f_k = \mu_k N \quad \text{Ecu 2.32}$$

En la tabla 2.3 se listan algunos de los valores recabados.

Material	μ_s	μ_k
Acero sobre acero	0.74	0.55 - 0.68
Aluminio sobre acero	0.61	0.47-0.53
Cobre sobre cobre	0.53	0.36-0.42
Caucho sobre concreto	1.0	0.8
Madera sobre madera	0.25-0.5	0.2-0.3
Vidrio sobre vidrio	0.94	0.4-0.45
Madera encerada sobre nieve húmeda	0.14	0.1-0.13
Madera encerada sobre nieve seca	-	0.04
Metal sobre metal (lubricado)	0.15	0.06
Hielo sobre hielo	0.1	0.03



2.9 MOVIMIENTO CIRCULAR UNIFORME (MCU).

Los principales parámetro para un MCU son: la velocidad angular, el periodo, la frecuencia, la aceleración angular; que a continuación se define:

2.9.1 Velocidad angular.

La velocidad angular se representa como ω , y tiene unidades rad/seg. Se define como la razón entre el desplazamiento angular del cuerpo rígido y el intervalo de tiempo.

$$\omega = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} \quad \text{Ecu 2.33}$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad \text{Ecu 2.34}$$

2.9.2 Periodo.

El periodo del movimiento es el intervalo necesario para que las partículas recorran un ciclo completo de su movimiento.

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \quad \text{Ecu 2.35}$$

2.9.3 Frecuencia.

Se denomina frecuencia f del movimiento. Mientras que el periodo es el intervalo. La frecuencia representa el número de oscilaciones que la partícula experimenta en un intervalo unitario. Las unidades de la frecuencia son ciclos por segundo o Hertz (Hz).



$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad \text{Ecu 2.36}$$

2.10 PRINCIPIO DE CONSERVACIÓN DE ENERGÍA.

El Principio de conservación de energía nos plantea: “La energía no se crea ni se destruye si no es que se transforma en forma de energía.”

2.10.1 Energía cinética y Principio de trabajo y energía.

Primera mente definiremos trabajo como la interacción de la fuerza a sus alrededores.

$$U_{1 \rightarrow 2} = F \Delta r \quad \text{Ecu 2.37}$$

Para un sistema que está en movimiento de rotación se define trabajo como:

$$U_{1 \rightarrow 2} = F \cdot r \cdot \theta \quad \text{Ecu 2.38}$$

Dónde: $U_{1 \rightarrow 2}$ Trabajo, θ : es el desplazamiento angular, r : radio de giro, F : fuerza tangencial perpendicular al radio de giro.

Hemos definido el trabajo y lo hemos identificado como un mecanismo para transferir energía hacia el sistema. Unos de los posibles resultados de realizar trabajo en un sistema es que este cambie su rapidez.

$$U_{1 \rightarrow 2} = \int_{x_1}^{x_2} \Sigma F dx$$

Si usamos la segunda ley de newton, podemos sustituir la magnitud de la fuerza neta $\Sigma F = may$ luego efectuar las siguientes manipulaciones de la regla de la cadena en el integrado.



CAPITULO II – GENERALIDADES EN EL DISEÑO MECANICO.

$$U_{1 \rightarrow 2} = \int_{x_1}^{x_2} \Sigma F dx = \int_{x_1}^{x_2} m a dx = \int_{x_1}^{x_2} m \frac{dv}{dt} dx = \int_{x_1}^{x_2} m \frac{dv}{dt} \frac{dx}{dt} dt = \int_{v_1}^{v_2} m v dv$$

$$U_{1 \rightarrow 2} = \frac{1}{2} m v_2^2 - \frac{1}{2} m v_1^2 \quad \text{Ecu 2.39}$$

Esta cantidad es tan importante que se le ha dado un nombre especial: **energía cinética** la ecuación 2.39 expresa que el trabajo neto realizado por fuerza neta que actúa sobre ella es igual al cambio de energía cinética de la partícula. En general la energía cinética de una partícula de masa m se mueve a una rapidez v y se define:

$$E = \frac{1}{2} m v^2 \quad \text{Ecu 2.40}$$

Para un sistema que está en movimiento de rotación se define energía cinética como:

$$E = \frac{1}{2} I \omega^2 \quad \text{Ecu 2.41}$$

Por lo tanto el trabajo realizado seria:

$$U_{1 \rightarrow 2} = \frac{1}{2} I \omega_2^2 - \frac{1}{2} I \omega_1^2 \quad \text{Ecu 2.42}$$

La energía cinética es una unidad escalar y tiene las mismas unidades que el trabajo. A veces es conveniente escribir la ecuación 2.36 como:

$$E_1 + U_{1 \rightarrow 2} = E_2 \quad \text{Ecu 2.43}$$



2.10.2 Potencia y eficiencia.

Se define potencia como la razón de tiempo que se realiza un trabajo. La potencia es un criterio mucho más importante que la magnitud de trabajo. Si T es el par torsional de un eje en (N.m o lb.in) y ω el número de revoluciones en (rad/s), entonces la potencia es:

$$P = \omega T \quad \text{Ecu 2.44}$$

Se define como eficiencia mecánica como el cociente de trabajo de salida entre el trabajo de entrada.

$$\eta = \frac{\text{trabajo de salida}}{\text{trabajo de entrada}} < 1 \quad \text{Ecu 2.45}$$

Esta definición se basa en la suposición de que el trabajo se realiza a una razón constante. el cociente de trabajo de salida entre el de entrada es, por lo tanto igual al cociente de las razones por las que se realizan, y tenemos:

$$\eta = \frac{\text{potencia de salida}}{\text{potencia de entrada}} < 1 \quad \text{Ecu 2.46}$$

2.11 MATERIALES EN EL DISEÑO MECANICO.

2.11.1 Propiedades de los materiales.

Las propiedades de resistencia, elasticidad y ductilidad de los metales, plásticos y otros se suelen determinar con una prueba de tensión, en donde una muestra de material, casi siempre con la forma de una barra redonda o plana, se sujeta entre mordazas y se tensa lentamente, hasta que se rompe por la tensión.



2.11.2 Resistencia a la tensión S_{ut} .

Se considera que el punto máximo de la curva esfuerzo-deformación unitaria es la resistencia última a la tensión (S_{ut}), a veces se le llama resistencia última o simplemente resistencia a la tensión. En este punto de la prueba se mide el máximo esfuerzo aparente en una barra de prueba del material.

2.11.3 Limite de fluencia, S_y

Esta propiedad indica que, en realidad, el material ha cedido o se ha alargado en gran medida y en forma plástica y permanente. Si el punto de fluencia es muy notable, a la propiedad se le llama punto de fluencia (o punto de cadencia) y no resistencia de fluencia.

2.11.4 Limite de proporcionalidad.

El punto de la curva de esfuerzo-deformación unitaria donde se desvía de una línea recta se llama límite de proporcionalidad. Esto es, por debajo de este valor de esfuerzo, u otros mayores, el esfuerzo ya no es proporcional a la deformación unitaria.

2.11.5 Limite elástico.

En algún punto, llamado límite elástico, el material tiene cierta cantidad de deformación plástica, por lo que no regresa a su forma original después de liberar la carga. Por debajo de este nivel, el material se comporta en forma totalmente elástica. El límite de proporcionalidad y el límite elástico están bastante cerca de la resistencia de fluencia. Como son difíciles de determinar, rara vez se les cita.



2.11.6 Módulo de elasticidad en tensión, E.

Para la parte rectilínea del diagrama esfuerzo-deformación unitaria, el esfuerzo es proporcional a la deformación unitaria y el valor de E, el módulo de elasticidad, es la constante de proporcionalidad. Esto es:

$$E = \frac{\text{esfuerzo}}{\text{deformacion unitaria}} = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad \text{Ecu 2.47}$$

Esta es la pendiente de la parte rectilínea del diagrama. El módulo de elasticidad indica la rigidez o resistencia a la deformación del material.

2.11.7 Ductilidad y porcentaje de elongación.

La ductilidad es el grado en el cual un material se deformara antes de su fractura final. La medida usual de la ductilidad es el porcentaje de elongación o alargamiento del material cuando se fractura en una prueba normalizada de tensión. El porcentaje de elongación es la diferencia entre la longitud final y la longitud inicial, dividida entre la longitud original y convertida en porcentaje. Esto es:

$$\text{porcentaje de elongación} = \frac{L_f - L_o}{L_o} \times 100\% \quad \text{Ecu 2.48}$$

2.11.8 Resistencia al corte, S_{ys} y S_{us}

Tanto la resistencia de fluencia como la resistencia última de corte son importantes propiedades de los materiales.

$$S_{ys} = \frac{S_y}{2} = 0.5 * S_y = \text{resistencia de fluencia al corte} \quad \text{Ecu 2.49}$$

$$S_{us} = 0.75 * S_y = \text{resistencia última al corte} \quad \text{Ecu 2.50}$$



2.11.9 Relación de Poisson, ν .

A la relación de la deformación unitaria de contracción entre la deformación unitaria de tensión se le llama relación de Poisson, y se le representa con ν , la letra griega ν . Los típicos intervalos sus valores son de 0.25 a 0.27 para el hierro colado, de 0.27 a 0.30 para el acero y 0.30 a 0.33 para el aluminio y titanio.

2.11.10 Modulo de elasticidad en cortante; G .

El módulo de elasticidad en cortante (G), es la relación del esfuerzo cortante entre la deformación unitaria por cortante. Esta propiedad indica la rigidez de un material bajo cargas de esfuerzo de corte, es decir, es la resistencia a la deformación por cortante.

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad Ecu\ 2.51$$

2.11.11 Módulo de flexión.

Se le llama módulo de flexión o módulo de elasticidad en flexión. A partir de estos datos y conociendo la geometría de la muestra, se pueden calcular el esfuerzo y deformación unitaria.

2.11.12 Dureza.

La resistencia de un material a ser penetrado por un dispositivo es indicativa de su dureza. La dureza se mide con varios aparatos, procedimientos y penetradores; el probador de dureza Brinell y el de Rockwell son los que se utilizan con más frecuencia para elementos de máquinas.



CAPITULO III

FUNDAMENTOS GENERALES DEL CONFORMADO MECÁNICO

3.1 PROCESOS DE CONFORMADO.

En el conformado de piezas las partes se pueden formar: por fundición y colada, Por deformación plástica, por maquinado, por ensamble y unión.

3.1.1 Por fundición y colada.

Es un proceso que se utiliza para colar o moldear, el material en forma líquida, se introduce en una cavidad preformada llamada molde. El molde tiene la configuración exacta de la parte que se va moldear o colar. Después de que el material llena el molde, se endurece y adapta la forma, la cual es la forma de la pieza, luego se abre o se rompe el molde y se extrae la pieza.

3.1.2 Por deformación plástica.

Es un proceso de formación por el cual un material en estado sólido cambia su Forma, esto es posible por la aplicación de esfuerzos mayores que el límite de fluencia pero menores que el límite de rotura como flexión, compresión, cizallado y tensión ya sea por formado en frío o en caliente.

3.1.3 Por maquinado.

Este proceso se utiliza para conformar partes de materiales, es preciso y puede Producir una tersura de superficie difícil de lograr con otros procesos de formación, se lleva a cabo su forma con el uso de una herramienta de corte.



3.1.4 Por ensamble y unión.

La función básica de los procesos de ensamble es unir dos o más partes entre si para formar un conjunto o subconjunto completo. La unión de las partes se puede lograr con métodos permanentes como soldadura de arco o de gas, soldadura blanda o dura.

3.2 CONFORMADO MECÁNICO POR DEFORMACIÓN PLÁSTICA.

El Conformado Mecánico es un proceso de deformación plástica que sirve para Obtener piezas en estado sólido, que de manera útil aprovecha las propiedades mecánicas y tecnológicas de los metales como es la maleabilidad y la ductilidad. El conformado mecánico se Clasifica en: Por la temperatura de conformado en frío o en caliente (por sobre o debajo de la temperatura de recristianización), Por la forma final de la pieza, Por el estado de esfuerzos durante el conformado, Por el tipo de esfuerzos durante el conformado, Por el tamaño de la zona deformada; localizada o general, Por la velocidad de deformación, Por la operación de conformado primario y secundario.

3.3 CLASIFICACIÓN DE LOS PROCESOS DE CONFORMADO DEACUERDO A LOS ESFUERZOS.

Los procesos de conformado mecánico de acuerdo al estado de tensiones o fuerzas aplicadas a las piezas durante el conformado, se clasifican en: Proceso de compresión directa: forjado, laminado, Proceso de compresión indirecta: trefilado y extrusión, Proceso de tracción: estirado, Proceso de flexión: doblado (plegado, rolado, perfilado, embutido, repujado), Proceso de corte: cizallado y punzo nado, Proceso de torsión: para la construcción de resortes helicoidales.

3.3.1 Procesos de compresión directa.

En estos procesos las fuerzas aplicadas y las tensiones resultantes son de compresión. El metal fluye en direcciones normales a la tensión de compresión aplicada, los procesos de compresión directa incluyen al: forjado y laminado.

3.3.1.1 Forjado.

Es un proceso de conformado mecánico de compresión directa mediante este Proceso se puede dar formas útiles a los metales, el trabajo manual de forja se ha sustituido por el forjado mecánico, que es más rápido, más cómodo y más económico, este se lleva a cabo en martinets, prensas y máquinas forjadoras o estampadoras. La fuerza principal es de compresión.(Figura3.1).

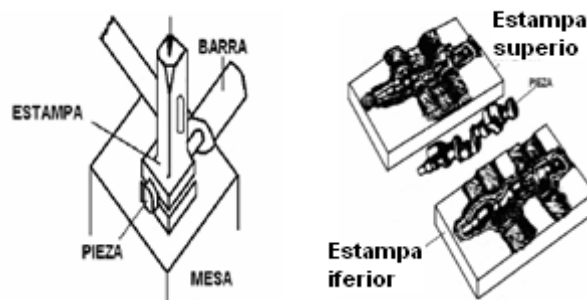


Figura 3.1 proceso de Forjado

3.3.1.2 Laminado.

Es un proceso de conformado mecánico, que consiste en deformar plásticamente los metales al hacerlos pasar entre cilindros giratorios de igual diámetros siendo la abertura entre los cilindros algo menores que el espesor de la pieza de trabajo. (Figura 3.2)

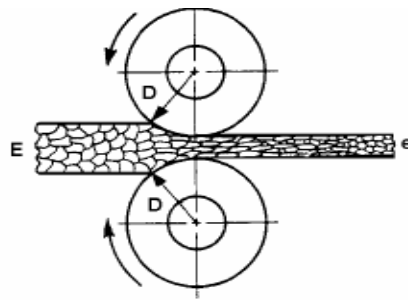


Figura 3.2 Proceso de laminado

3.3.2 PROCESOS DE COMPRESIÓN INDIRECTA.

Actúan fuerzas de compresión y tracción. La mayor parte de tensiones son tracciones pero son menores que las reactivas de compresión desarrolladas en uno o ambas direcciones perpendiculares a la fuerza de tracción. Los procesos de compresión indirecta incluyen al: trefilado y extrusión.

3.3.2.1 Proceso de Trefilado.

Es un proceso de conformado mecánico, de compresión indirecta, que consiste en hacer pasar un alambre grueso por una placa de acero llamada hilera o matriz provista de un agujero ligeramente cónico. Dicho agujero va disminuyendo progresivamente el diámetro hasta llegar a la medida que se desea obtener. (Figura 3.3)

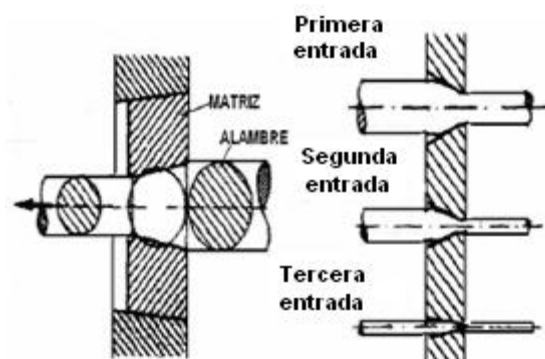


Figura 3.3 proceso de trefilado.

3.3.2.2 Proceso de Extrusión.

Es un proceso de conformado mecánico, de compresión indirecta en el cual una Masa de material dúctil fluye a través de un orificio de una matriz (dado) de forma determinada, por medio de un impacto o una fuerte compresión para formar una pieza de sección constante hueca, o no cuya longitud depende básicamente de la aportación del material. (Figura 3.4).

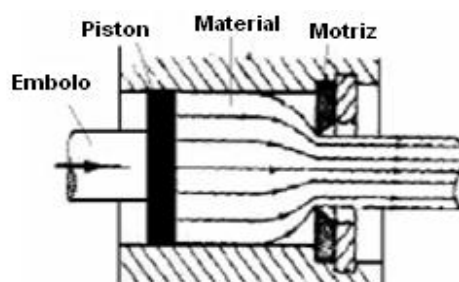


Figura 3.4 Proceso de Extrusión

3.3.3 PROCESOS DE TRACCIÓN.

En este proceso las tensiones que predominan son de tracción. Este proceso se usa en la producción de chapas y conformado de piezas de secciones varias incluye al: estirado. Son operaciones utilizadas para determinar las propiedades mecánicas de un metal dado. El estirado es un proceso de conformado mecánico por tracción, en donde el metal es estirado por medio de herramientas adecuadas de contención.

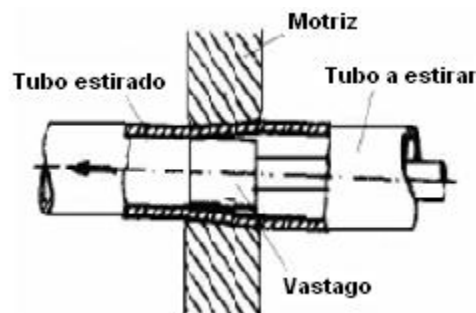


Figura 3.5 Proceso de estirado

2.3.4 PROCESOS DE FLEXIÓN.

En este proceso se obtiene la flexión debido a la aplicación de un momento, en el metal sometido a flexión, existe gran variación de tensiones en una misma sección transversal. Los procesos de flexión incluyen al doblado.

3.3.4.1 Proceso de Doblado.

Es un proceso de conformado mecánico por flexión en el que el metal es obligado a tomar nuevas formas por movimiento o flujo plástico. Sin alterar su espesor de forma que todas las secciones permanezcan constantes. El doblado abarca procesos como son: plegado, rolado, perfilado, embutido, repujado. La clasificación de estos tres procesos se los hace tomando en cuenta los medios utilizados para realizar el doblado, así: procesos que utilizan matriz-punzón y procesos que utilizan rodillos.

3.3.4.2 Proceso de Plegado.

Es un proceso de conformado mecánico por flexión, mediante la cual se deforma una parte de la chapa según una forma prevista.(Figura 3.6)

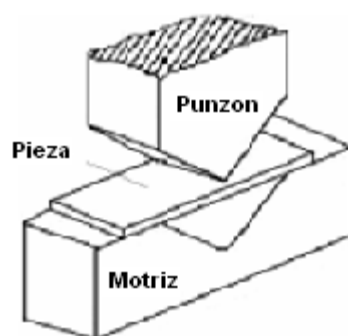


Figura 3.6 proceso de plegado.

3.3.4.3 Proceso de Rolado.

Es un proceso de conformado mecánico por flexión, mediante el cual se deforma una lámina metálica y se le da forma de superficie desarrollable, considerando como tal, la que puede extenderse sobre un plano sin sufrir deformación. (Figura 3-7)

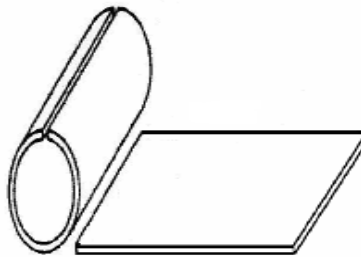


Figura 3.7 Proceso de rolado

3.3.4.4 Proceso de Perfilado.

Es un proceso de conformado mecánico por flexión, que consiste en Perfiles de longitud considerable por medio de curvado o doblado de láminas metálicas. (Figura 3-8)

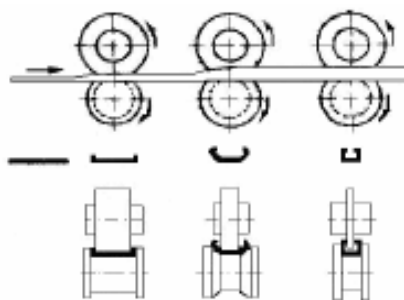


Figura 3.8 Proceso de perfilado.

3.3.4.5 Proceso de Embutido.

Es un proceso de conformado mecánico por flexión, que consiste en darle una forma ahuecada a la lámina, por deformación de la misma manteniendo el Espesor. (Figura 3.9).

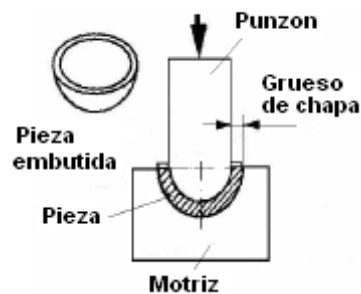


Figura 3.9 proceso de embutido.

3.3.4.6 Proceso de Repujado.

Es un proceso de conformado mecánico por flexión, conocido también como Embutido a torno y consiste en obtener de un disco plano de chapa o una pieza previamente embutida, un recipiente o una figura de revolución de forma cóncava. (Figura 3.10).

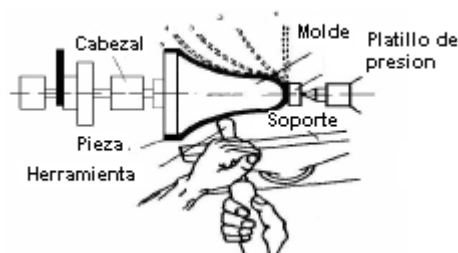


Figura 3.10 proceso de repujado

3.3.5 PROCESO DE CORTE

El corte es un proceso de conformado plástico sin arranque de viruta que sirve para la preparación y acabado en la fabricación de piezas metálicas. En la

operación un pequeño volumen de metal es deformado plásticamente hasta que se produce la fractura del mismo, este proceso influye al: cizallado y punzonado.

3.3.5.1 Proceso de Cizallado.

Es un proceso de conformado mecánico por corte, el cual implica al metal a someterlo a tensiones cortantes arriba de su resistencia, hasta obtener la superficie del metal. Esto se lo realiza por medio de guillotinas. (Figura 3-11).

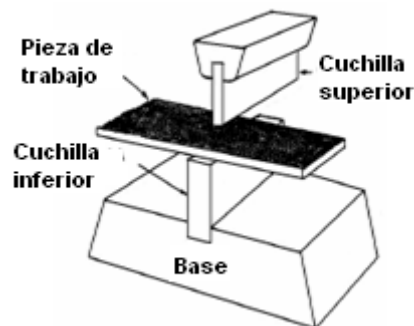


Figura 3.11 Proceso de Cizallado

3.3.5.2 Proceso de Punzonado.

Es un proceso de conformado mecánico que consiste en practicar sobre una chapa un agujero de forma determinada, mediante una estampa apropiada. (Figura 3.12)

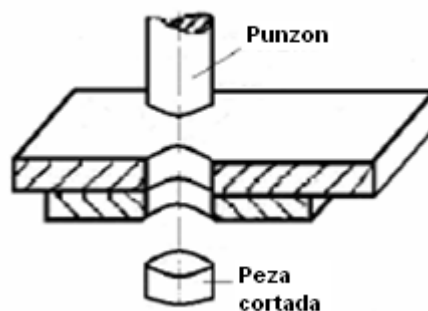


Figura 3.11 Proceso de Punzonado.



3.4 FACTORES PRINCIPALES QUE INTERVIENEN EN EL CONFORMADO MECÁNICO.

Los principales factores que intervienen en el Conformado Mecánico en general son: la temperatura en el conformado, velocidad de deformación durante el conformado, micro-estructura. Además para el proceso de doblado se debe tomar en cuenta otros factores, como la fricción y recuperación elástica.

3.4.1 LA TEMPERATURA EN EL CONFORMADO.

Los dos tipos principales de trabajo mecánico en los cuales el material puede sufrir una deformación plástica y cambiarse de forma son trabajos en caliente y trabajos en frío. La temperatura de recristalización de un metal determina si el trabajo en caliente o en frío está siendo cumplido o no. El trabajo en caliente de los metales toma lugar por encima de la recristalización o rango de endurecimiento por trabajo. El trabajo en frío debe hacerse a temperaturas abajo del rango de recristalización y frecuentemente es realizado a temperatura ambiente. Para el acero, la recristalización permanece alrededor de 500 a 700 °C, aunque la mayoría de los trabajos en caliente del acero se hacen a temperaturas considerablemente arriba de este rango. No existe tendencia al endurecimiento por trabajo mecánico hasta que el límite inferior del rango de recristalización se alcanza. Algunos metales, tales como el plomo y el estaño, tienen bajas temperaturas de recristalización y pueden trabajarse en caliente a temperatura ambiente, pero la mayoría de los metales comerciales requieren de algún calentamiento. Las composiciones aleadas tienen una gran influencia sobre todo en el rango de trabajo conveniente, siendo el resultado acostumbrado aumentar la temperatura de recristalización; este rango también puede incrementarse por un trabajo anterior en frío.



3.4.1.1 Conformado en caliente.

Cuando al metal se le trabaja en caliente, las fuerzas requeridas para deformarlo son menores y las propiedades mecánicas se cambian moderadamente. Durante todas las operaciones de trabajo en caliente, el metal está en estado plástico y es formado rápidamente por presión.

Adicionalmente, el trabajo en caliente tiene las ventajas son las siguientes: La porosidad en el metal es considerablemente eliminada, La mayoría de los lingotes fundidos contienen pequeñas sopladuras, Las impurezas en forma de inclusiones son eliminadas y distribuidas a través del metal, Los granos gruesos o prismáticos son refinados, La ductilidad y la resistencia al impacto se incrementan, su resistencia mecánica disminuye y se desarrolla una gran homogeneidad en el metal, La cantidad de energía necesaria para cambiar la forma del acero en estado plástico es mucho menor que la requerida cuando el acero está frío. Todos los procesos de trabajo en caliente presentan algunas desventajas; debido a la alta temperatura del metal existe una rápida oxidación o escamado de la superficie con acompañamiento de un pobre acabado superficial. Como resultado del escamado no pueden mantenerse tolerancias precisas. El equipo para trabajo en caliente y los costos de mantenimiento son altos, pero el proceso es económico comparado con el trabajo de metales a bajas temperaturas.

3.4.1.2 Conformado en frío.

Cuando a un metal se le trabaja en frío, se requieren grandes fuerzas, pero el esfuerzo propio del metal se incrementa permanentemente. Se dice que un material es conformado en frío, cuando la temperatura de deformación no llega a producir cambios en su micro-estructura.



3.4.1.2.1 Efectos del Conformado en frío:

Los Efectos del Conformado en frío son: Proporcionan mejor precisión tolerancias más estrechas, Buenos acabados superficiales, El incremento de la resistencia y dureza de la parte deformada, Requiere mayor potencia que el trabajo en caliente para desempeñar las operaciones, Se debe tener cuidado para asegurar que las superficies de la pieza de trabajo inicial estén libres de incrustaciones y suciedad, La ductilidad y el endurecimiento por deformación del metal de trabajo limitan la cantidad de formado que se puede hacer sobre la pieza, En la industria se combinan los dos procesos aprovechando las ventajas de cada uno; en caliente hay mayor deformación y en frío mayor acabados de tolerancias.

3.4.2 LA VELOCIDAD DE DEFORMACIÓN DURANTE EL CONFORMADO.

La velocidad de deformación tiene poca influencia en los procesos de conformación, a menos que se realicen a grandes velocidades, ya que pueden aparecer regiones de deformación no uniforme. El comportamiento de los metales en los procesos de conformación puede depender de la velocidad de deformación, la mayoría de los metales de estructura cúbica centrada cambian su comportamiento de dúctiles a frágiles dentro de un determinado rango de temperatura y si la velocidad de deformación es considerablemente alta, el fenómeno de la temperatura de transición resulta más significativo. Si la velocidad de deformación es grande puede dar lugar a que se produzcan regiones de deformaciones no uniformes o marcas de deformación, las mismas que podrían ser eliminadas al disminuirse esta velocidad. En el trabajo en caliente el límite elástico de los metales es considerablemente afectado por la velocidad de deformación.



3.4.3 La micro-estructura en el conformado.

“El límite elástico de los metales dependen de la micro-estructura metalúrgica y de la composición química de cada uno de ellos, ya sea como metales puros o como aleaciones, al realizar cualquiera de las operaciones de conformado mecánico, los esfuerzos para la deformación plástica dependen del límite elástico y por tanto de la estructura metalúrgica, por otra parte, el conformado mecánico de los metales puros resulta más fácil mientras más alto sea el punto de fusión; en cuanto al punto de fusión se refiere, si las partículas dispersas tienen un punto de fusión más bajo que la matriz, se presenta el riesgo de fragilidad en caliente con mayor frecuencia” . “El límite elástico se ve también modificado por el tamaño de las partículas uniformemente distribuidas de esta manera habrá un aumento en el límite elástico si las partículas de una segunda fase son más pequeñas, tal es el caso de la perlita en el acero”

3.4.4 Fricción.

La fricción es la resistencia al movimiento que existe cuando un objeto sólido se mueve tangencialmente con respecto a la superficie de otro sólido con el que está en movimiento.

3.4.5 Recuperación elástica.

Cuando una pieza de metal es sometida a una fuerza de tensión uniaxial, se produce una deformación del metal. Si el metal vuelve a sus dimensiones originales cuando la fuerza es suspendida, se dice que el metal ha experimentado una deformación elástica. Es el caso en que un cuerpo sometido a la acción de cargas exteriores, no recupera su configuración geométrica inicial luego de ser retiradas las mismas queda una deformación plástica permanente o remanente que es lo que caracteriza a la plasticidad.



CAPÍTULO IV

ASPECTO FUNDAMENTALES EL EN PROCESO DE ROLADO

4.1 PROCESO DE ROLADO.

Una de las más importantes operaciones del conformado mecánico es el proceso de rolado en el cual el metal es obligado a tomar una nueva forma, por Movimiento y flujo plástico. Estos movimientos se realizan alargando y las dimensiones de todos los elementos de volumen, en sus tres direcciones ortogonales; en donde, la forma final de la pieza será la integración de estos movimientos. Además, este puede ser clasificado como un proceso de flexión pura, pues la Deformación plástica ocurre debido a la aplicación de momentos de flexión. Las operaciones de doblado o curvado se los realiza en prensas, plegadoras, máquinas formadas de varios rodillos, enderezadoras y bancos de estirado. El doblado abarca al proceso de rolado, el mismo que para su efecto utiliza rodillos. En el proceso de rolado el doblado tiene una relación importante ya que el material a doblar es obligado a tomar la forma curva deseada por medio de tres o más rodillos con el fin de obtener piezas cilíndricas. Actualmente las operaciones de doblado son muy variadas, y su éxito depende de la tenacidad del material que ha de usarse. En operaciones simples de doblado, un lado de la pieza de trabajo se deforma bajo tensión y el otro bajo compresión; pero en el doblado a nivel industrial generalmente se combina con compresión y Alargamiento.

4.2 DEFINICIÓN.

Se llama rolado al proceso de conformado mecánico por flexión, que consiste en deformar plásticamente láminas o perfiles metálicos al hacerlos pasar por medio de rodillos. Uno de ellos superior que se desliza verticalmente hasta que roce al material y con movimiento del resto de los rodillos hace posible su funcionamiento y a su vez el pre curvado de la pieza de trabajo. (Figura: 4.1).



(a)



(b)



(c)

Figura 4.1 Proceso de Rolado

(a): Lámina metálica de trabajo pre curvado, (b) lámina metálica de trabajo de rolado, (c) Rodillo superior con movimiento vertical.

4.3 MATERIAL PARA ROLADO Y SU APLICACIÓN.

El rolado es muy utilizado para doblar materiales diversos y de secciones diferentes, teniendo estos variadas aplicaciones. Se puede doblar perfiles, planchas, barras, etc., de acuerdo al equipo, uso o requerimiento deseado.

4.4 TIPOS DE PROCESOS DE ROLADO.

4.4.1 Rolado de planos.

Se refiere al trabajo que consiste en doblar lámina utilizando un radio relativamente amplio con el propósito fundamental de obtener la forma curva deseada. Se emplea este proceso en general para la fabricación de cilindros para tanques, conos para decantadores. (Figura. 4.2). Otras formas cilíndricas tales como las chimeneas de las estufas o bajantes de canales, etc.



(a)



(b)

Figura 4.2 Rolado de planos

(a): Fabricación de cilindro para tanques, (b): Fabricación de cono para decantadores

4.4.2 Rolado de no planos.

En esta categoría se encuentran los procesos de rolado de perfiles, para lo cual las máquinas para este tipo se encuentran equipadas con soporte de apertura, cierre manual, extensiones para incorporar rodillos para el curvado de perfiles, pedales para la rotación de los rodillos y protecciones de seguridad. El rolado de perfiles en general se emplea para la fabricación de arcos arquitectónicos, pórticos curvos, arcos para túneles, etc. (Figura 4.3).



(a)



(b)

Figura 4.3 Rolado de no Planos

(a): Proceso de rolado de perfiles, (b): Rolado de perfiles para pórticos.



4.5 EQUIPOS DE ROLADO.

Una roladora es una maquina formada por tres o más rodillos, que pueden estar en una posición fija o ajustable. Esta máquina transmite fuerza de dobles con el objetivo de obtener la curva deseada para diversos materiales y secciones diferentes, teniendo esta máquina varias aplicaciones, puede doblar perfiles, laminas, planchas.etc.

En general las roladoras son de mucha utilidad para el doblado ya sea de láminas o de perfiles metálicos, en las empresas como en los talleres mecánicos básicamente se puede encontrar formadas por tres y cuatro rodillos de cuya disposición depende su clasificación:

4.5.1 ROLADORAS DE TRES RODILLOS.

Estas pueden ser de rodillos simétricos o asimétricos, el rodillo superior es fijo mientras que los otros rodillos inferiores tienen movimiento independiente uno del otro, lo que permite el pre curvado de la pieza teniendo como resultado los diámetros requeridos.

4.5.1.1 Roladora tipo pinch.

Esta roladora se encuentra formada por tres rodillos, cuyos centros forman un triángulo isósceles, su vértice superior es el centro del rodillo de mayor diámetro, el mismo que es graduable y transmite la fuerza de dobles.

Los rodillos inferiores son de menor diámetro que el superior, y no tiene tracción, su funcionamiento está dado por el roce con el material; estos rodillos son fijos.



En general el movimiento de estos rodillos se lo hace por medio de motores, cuya velocidad de giro de los rodillos es controlada por un sistema de engranajes. (Figura 4.8)



Figura 4.4 Roladora tipo pinch

4.5.1.2 Roladora tipo zapato tsih.

Está formada por tres rodillos, dos de los cuales (los pequeños) transmiten el movimiento, permaneciendo fijos durante su funcionamiento y son graduables dependiendo del espesor del material; en cambio el tercer rodillo es el que da la curvatura del material gracias a su movimiento en dirección diagonal y gira solo por rozamiento con el material; la entrada del material se lo hace por los rodillos fijos, el movimiento es por medio de motores, cuya velocidad de giro de los rodillos es controlada por un sistema de engranaje.



Figura 4.5 Roladora tipo zapato tsih

4.5.1.3 Roladora Manual.

Está formada por tres rodillos, su funcionamiento es manual en general el movimiento de los rodillos inferiores se los realiza por medio de una manivela, cuya velocidad de giro es controlada por el operario. En este tipo de roladoras no se necesita de un esfuerzo grande ya que el rolado se lo realiza en lámina fina o delgada.



Figura 4.6 Roladora manual

4.5.1.4 Roladora Universal para Perfiles.

Formada por tres rodillos, uno superior fijo y dos inferiores que tienen movimiento independiente uno del otro, todos con tracción motorizada y superficie lisa, lo que permite obtener un curvado Óptimo con cualquier tipo de perfil sin dañar su superficie.



Figura 4.7 Roladora universal para perfiles.



4.5.2 ROLADORAS DE CUATRO RODILLOS.

Este tipo de roladoras tienen el rodillo superior fijo y los tres rodillos inferiores con movimientos independientes, lo que permite el pre curvado en una sola vez teniendo como resultado diámetros perfectos.

4.5.2.1 Roladora neumática tech.

Son roladoras de placa de cuatro rodillos, el rodillo superior es fijo y con movimiento del resto de los rodillos basculante, lo que permite el pre curvado en una sola vez teniendo como resultados diámetros exactos. Dos rodillos tienen tracción (superior y pinzador) y trabajan con un motor y reductor eléctrico. Estas roladoras poseen panel de mandos programable para ciclo automático. Equipada con soporte de apertura y cierre neumático controlado desde el panel de mandos, una velocidad de avance, un soporte vertical con movimiento manual, dos reglas para escuadrar la entrada de la lámina y protecciones de seguridad.(Figura 5.12)



Figura 4.8 Roladora neumática tech

4.5.2.2 Roladora Hidráulica Tech.

Roladoras de placa de cuatro rodillos, el superior es fijo y los tres rodillos inferiores con movimiento independiente uno de los otros, lo que permite el pre curvado en una sola vez teniendo diámetros perfectos. Dos rodillos tienen tracción (superior y pinzador) y trabajan con dos motores y reductores



hidráulicos; con panel de mandos programable para ciclo automático. Equipada con soporte de apertura y cierre hidráulico controlado desde el panel de mandos, una velocidad de avance, un soporte vertical con movimiento, reglas para escuadrar la entrada de la lámina y protecciones de seguridad. (Figura 4.9)



Figura 4.9 Roladora Hidráulica tech

4.6 MATERIAL DE LOS RODILLOS PARA ROLAR.

Los rodillos son el elemento más importante en cuanto a vida útil como a costos por ende el material usado preferentemente para los rodillos es el acero AISI 1018, AISI C 1045 forjado o simplemente el AISI 1045 tratado térmicamente, ya que estos rodillos son sometidos a desgaste, en caso de esfuerzos extremos se usa AISI 4340 o similares y son diseñados de manera que ofrezcan una rápido y fácil reemplazo.

4.7 PARÁMETROS DEL ROLADO.

La roladora manual tiene una forma simétrica que se asemeja a un triángulo isósceles, figura 4.10, los parámetros del rolado son: geometría de la máquina, interacción rodillos-pieza de trabajo, propiedades mecánicas del material, geometría del material, relación entre la geometría de la pieza y las propiedades mecánicas del material.

4.7.1 Parámetros de la geometría de la máquina.

Está relacionada con el radio de los rodillos (superior e inferior) (r_A y r_B) distancia entre centros de rodillos inferiores (C) y el ángulo entre la línea de centro y de simetría (α), Radio de curvatura (R_{cu}).

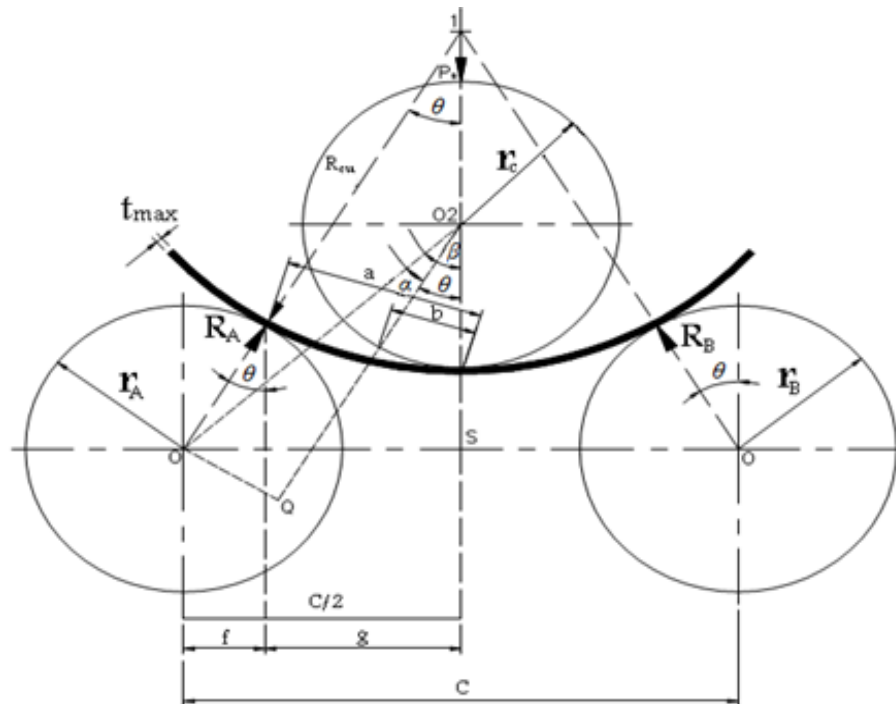


Figura 4.10 – parámetros roladora

4.7.2 Parámetros de la interacción rodillos-pieza de trabajo.

Es importante porque sirve para determinar la fuerza de doblado, espesor del material a doblarse y radio de curvatura de la pieza doblada. (Figura 4.10) Los parámetros obtenidos son: P_s : Fuerza de doblado aplicada en el eje de simetría, R_A y R_B : Reacciones a la fuerza de doblado que aparece radialmente en los rodillos inferiores, θ : Ángulo comprendido entre la normal al rodillo en el punto de contacto con la lámina y la vertical.

Mediante un análisis geométrico, se determina:

$$\theta = \text{Sen}^{-1} \left[\frac{C}{2(R_{cu} - r_A - t_{max})} \right] \quad \text{Ecu 4.1}$$

Donde: C : Distancia entre centro de los dos rodillos, r_c : Radio de curvatura de la pieza doblada, t_{max} : Espesor máximo de la lámina.

4.7.3 Parámetros de las propiedades mecánicas del material.

Tiene que ver con la ductilidad y el límite de fluencia determinantes para la fuerza de doblado. En términos generales, cualquier material dúctil que puede ser conformado en frío por otro proceso puede ser doblado en las roladoras de rodillo. De los innumerables parámetros que presentan las propiedades mecánicas de los materiales, el límite de fluencia es el que más interesa para el cálculo de la fuerza de doblado. (S_y : Límite de Fluencia).

4.7.4 Parámetros de la geometría del material.

De la geometría del material interesan todos los parámetros de forma que tiene que ver con la sección transversal, en base a esto se puede obtener el módulo plástico. Para comprender mejor la geometría de las secciones transversales se las puede dividir en simétricas y asimétricas. Las secciones transversales simétricas son todas aquellas que tienen por lo menos dos ejes de simetría, como se muestra en la figura 4.11; pero además, en el caso del doblado se necesita que dichos ejes sean perpendiculares entre si (el triángulo equilátero es simétrico, pero sus ejes de simetría no son perpendiculares entre sí)

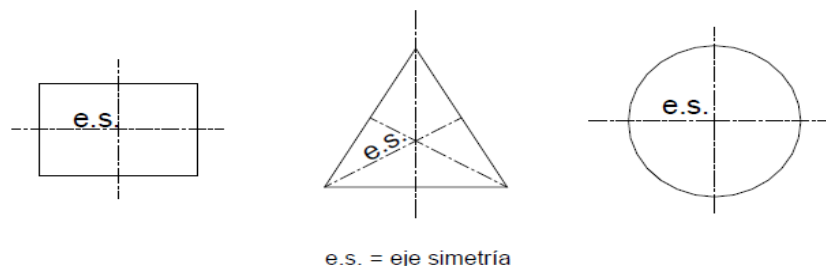


Figura 4.11 Figuras simétricas.



El modulo plástico se obtiene a partir del momento estático de área de cualquiera de la dos partes en que divide el eje neutro a la sección transversal.

$$Z = 2M_{es} = 2M_{ei} \quad Ecu\ 4.2$$

Donde: Z : Módulo plástico, M_{es} : Momento estático de la sección transversal sobre el eje neutro plástico, M_{ei} : Momento estático de la sección transversal bajo el eje neutro plástico.

4.7.5 Relación entre la geometría de la pieza y las propiedades mecánicas del material.

De especial interés para la obtención del momento límite (por flexión). El parámetro más importante que se obtiene (en lo que a doblado tiene que ver) es el momento límite.

El doblado se produce gracias a la deformación plástica del material bajo una sollicitación de flexión. (Figura 4-12).

Una representación idealizada se muestra en este diagrama en la cual una vez alcanzada la fluencia en el punto “y”, la deformación continúa sin ningún aumento posterior de la tensión aplicada.

Un material que se ajusta a esta curva se considera elasto-plástico perfecto y bajo esta hipótesis, el estudio se ve facilitado, pues las tensiones serán proporcionales a las deformaciones, hasta cuando la tensión máxima alcanza el valor del límite de fluencia.

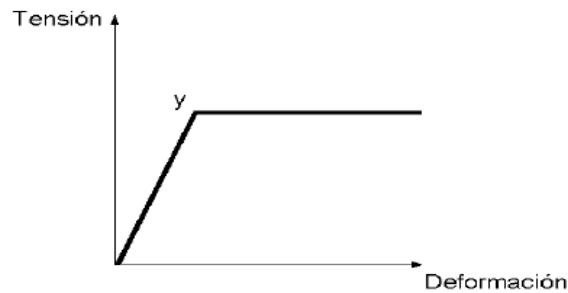


Figura 4.12 Curva de tensión-deformación.

Posteriormente todo incremento del momento aplicado, tendrá como contrapartida no un incremento de la tensión máxima, sino una propagación de la fluencia de afuera hacia adentro. Correspondiéndose con la propagación de la fluencia o toda la sección transversal, teniéndose un valor límite para el momento interno generado en la sección transversal, a partir de la cual, toda deformación adicional se consigue sin aumento de momento aplicado.

Los parámetros obtenidos son:

Para una sección rectangular el momento límite es:

$$M_{lim} = S_y \cdot \frac{b \cdot t_{max}^2}{4} \quad Ecu 4.3$$

Donde: M_{lim} : Momento límite, S_y : Límite de fluencia, b : Ancho útil de la lámina, t_{max} : Espesor máximo de la lámina (Figura 4.10)

4.8 DEFECTOS DEL ROLADO.

Las precauciones para conformado cilíndrico, son las mismas que para doblar.

Cuando se curva una lámina recocida sin recubrimiento, o recocida durante el proceso de galvanizado sin tratamiento adicional, sufre una serie de arrugas



CAPÍTULO IV - ASPECTO FUND. EL EN PROCESO DE ROLADO

paralelas (llamadas “estrías”) que se presentan en el sentido transversal al curvado.

Cuando el material base se somete a nivelación, entonces el rolado se logra sin estrías. Es así como la lámina para rolar debe tener un esfuerzo de elongación superior al punto de fluencia con el fin de reducir dicho efecto.

Para rolar se debe tener muy en cuenta una descripción respectiva del material. Aún el material nivelado por tensión, con el paso del tiempo incrementa levemente su punto de fluencia debido al envejecimiento natural. Es necesario, en consecuencia, que éste sea utilizado tan pronto como sea posible o que sea nuevamente nivelado antes del uso, en caso de que no se utilice dentro de un tiempo adecuado.

4.9 LUBRICANTES PARA EL PROCESO DE DOBLADO.

Los lubricantes permiten un buen funcionamiento mecánico al evitar la abrasión y las deformaciones del material. Para el doblado en general se utilizan los siguientes lubricantes: aceites minerales, aceites colorantes, aceites grasos, grasas sulfuradas, productos jabonosos, pastas, grasa y ceras



CAPÍTULO V

PARAMETROS PRINCIPALES PARA EL DISEÑO DE LA ROLADORA SEMIAUTOMATICA.

5.1 ESTUDIO DEL DOBLADO CON RODILLO.

Existen varias hipótesis que se deben considerar para el estudio de rolado con rodillos:

- 1) El proceso se lleva a cabo en la zona plástica de los materiales.
- 2) El análisis de deformación se lleva a cabo, suponiendo que estos son elato-plásticos perfectos.
- 3) El rolado tiene que ver con la teoría de la barra simplemente apoyada con Carga distribuida.
- 4) Las secciones planas siguen permaneciendo planas aún durante la deformación plástica.

El estudio será hecho para una roladora que se asemeja a un triángulo isósceles, que es el tipo de máquina que se construye mediante este proyecto. “Durante el rolado, aparecen fuerzas adicionales a las del doblado como la fricción, sin embargo solo se analizan aquellas que provocan la deformación.”

5.2 ESTUDIO DE LA FUERZA DE DOBLADO.

Un primer aspecto importante para el doblado, es la magnitud de la fuerza, momento o potencia requeridos para realizar dicha operación. El estudio de las fuerzas, permite dimensionar, construir y escoger los materiales apropiados.



La fuerza de doblado se define como aquella capaz de provocar en el material su momento límite; esto es, lograr que el límite de fluencia se propague por toda la sección transversal de la pieza y pueda así el material ser deformado plásticamente, adquiriendo un radio de curvatura determinado.

Desde el punto de vista de la resistencia de materiales, la lámina a doblarse, se la considera como una viga simplemente apoyada, en la que los soportes son los rodillos inferiores y la carga aplicada lo ejerce el rodillo superior. (Figura 5.1)

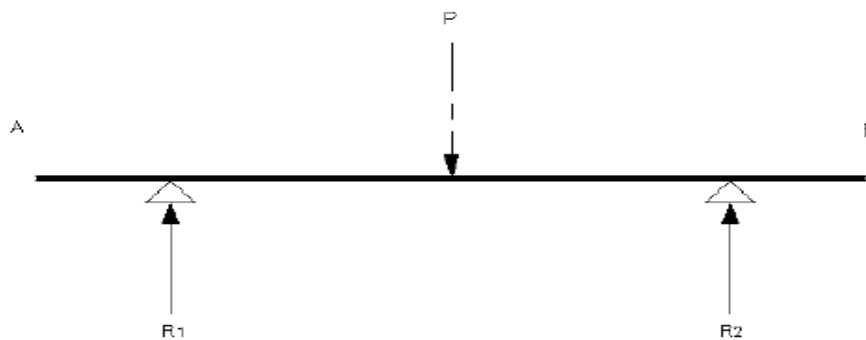


Figura 5.1 Viga simplemente apoyada con carga puntual

El análisis de las fuerzas que intervienen en los tres rodillos está representada en la (figura 5.2) la misma que muestra dos reacciones inferiores R_A , R_B y una fuerza superior P_s , las cuales pueden ser esquematizadas aún más para facilitar la obtención de la distribución del momento flector.

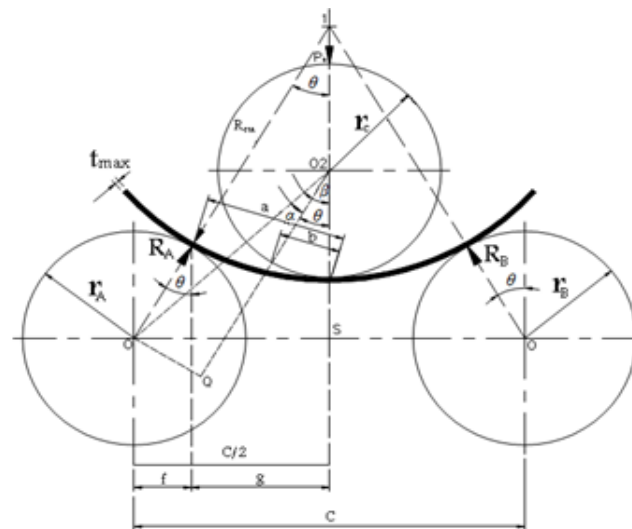


Figura 5.2 – parámetros rodadora

De la (figura 5.3) del momento flector se obtiene que el máximo se encuentra localizado en la parte media de la viga, donde se producirá el momento límite que provocará el doblado.

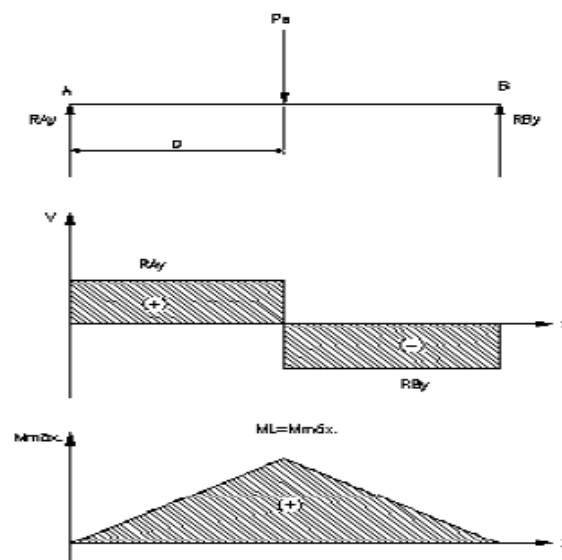


Figura 5.3 Viga simplemente apoyada con carga puntual.

Para la obtención de las ecuaciones se toma en cuenta una distribución más aproximada de la forma de aplicación de la carga, en la figura 5.4, se nota que el rodillo superior no transmite la fuerza a través de un solo punto de contacto con el material, lo hace a lo largo de un arco de circunferencia, por lo que se deduce que es una fuerza distribuida. Entonces se debe estimar la forma de la distribución.

Aproximando la fuerza a una carga distribuida uniformemente a lo largo de la viga de tipo rectangular y utilizando la hipótesis de que la fuerza de doblado solo está aplicada en un extremo del eje de simetría, se puede determinar una expresión matemática para la fuerza aplicada.

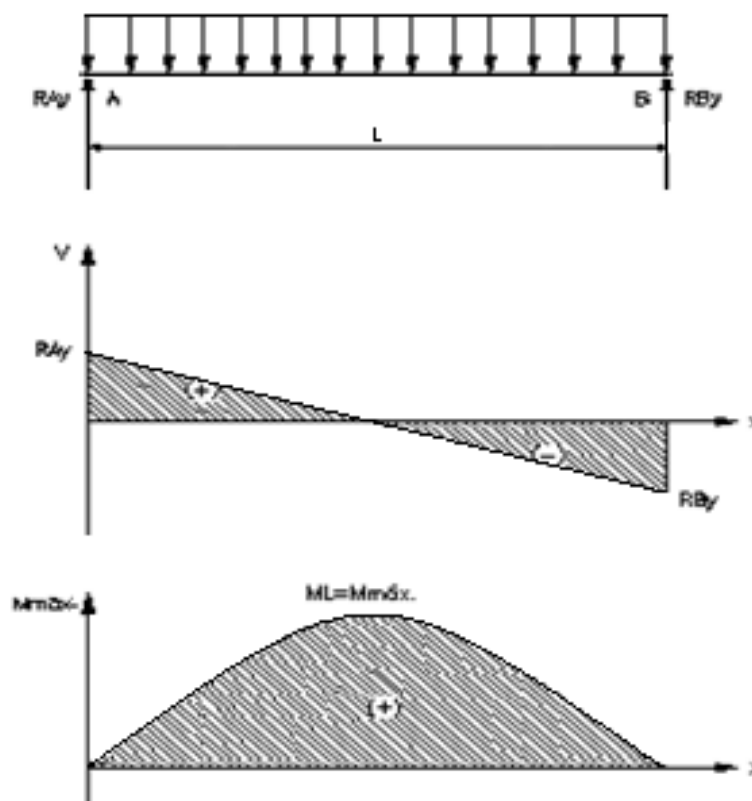


Figura 5.4 Viga simplemente apoyada con carga distribuida uniformemente.



De la figura 5.4 del momento flector, se obtiene que el máximo se encuentra localizada en la parte media de la viga, donde se producirá el momento límite que provocará el doblado, que está concentrado sobre la porción de material que instantáneamente atraviesa por la línea de simetría de la máquina, teniendo así. Para determinar las reacciones en los extremos de la viga se planteara las siguientes condiciones de equilibrio.

$$\Sigma F_y = 0 \Sigma M_A = 0$$

Entonces:

$$R_{Ay} R_{By} - P_s = 0$$

Dónde:

$$P_s = W_1 L \quad \text{Ecu. 5.1}$$

Para una carga distribuida uniformemente. Por sumatoria de momentos en los dos extremos se obtienen las ecuaciones:

$$\Sigma M_A = 0,$$

$$R_{By} L_L - P_s (L_L/2) = 0$$

$$R_{By} = \frac{P_s}{2} = \frac{1}{2} W_1 L \quad \text{Ecu. 5.2}$$



Por lo tanto:

$$R_{Ay} = \frac{1}{2} W_1 L_L \quad \text{Ecu 5.3}$$

Para determinar el momento flector de la viga, se puede plantear la siguiente ecuación.

$$M(x) = M_f = \int V(x) \quad \text{Ecu 5.4}$$

Para calcular $V(x)$

$$M(x) = M_f = \frac{1}{8} W_1 L \quad \text{Ecu 5.5}$$

De la figura 5-2 se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$R_A = \frac{R_{Ay}}{\cos \theta} \quad \text{Ecu 5.6}$$

$$R_B = \frac{R_{By}}{\cos \theta} \quad \text{Ecu 5.7}$$

$$x = r \cdot \operatorname{sen} \alpha \quad \text{Ecu 5.8}$$

$$l_{AB} = L = 2\theta r_C \quad \text{Ecu 5.9}$$

5.3 VARIACIÓN DEL ÁNGULO (θ).

Es necesario conocer los límites entre los cuales varia el ángulo θ . de las figuras 5.5 se establece que puede variar desde cero grados para la posición en la cual no es deformada y un máximo cuando se realiza un doblado, considerado el espesor muy pequeño Este máximo tiende al valor de α máximo, así.

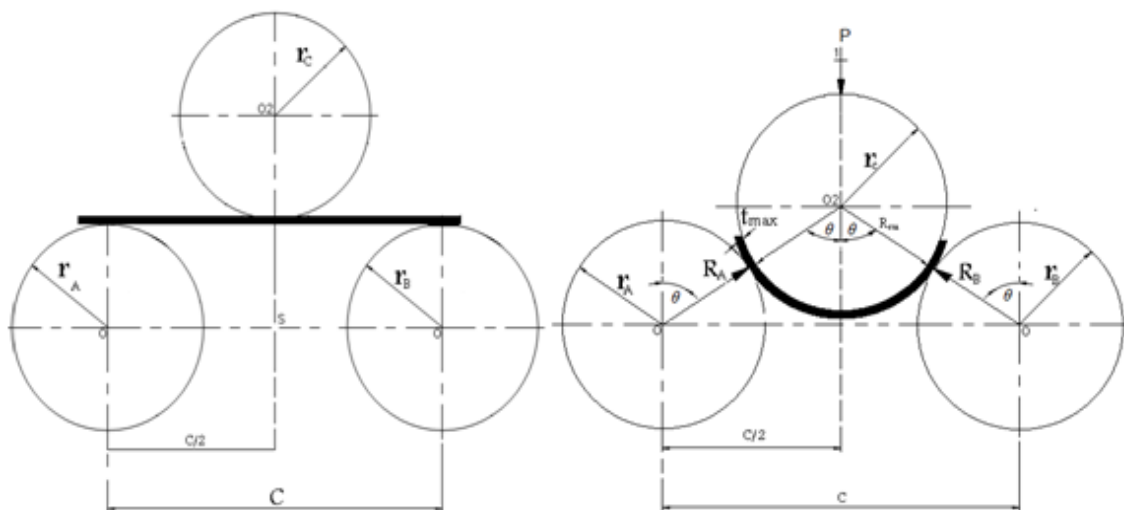


Figura 5.5 Variación de ángulo θ

De la figura 5.2 se obtiene las siguientes expresiones, para la obtención de los ángulos θ y α :

$\Delta OO_2 Q$ Rectángulo

$$\cos \beta = \frac{O_2 Q}{OO_2} \quad \text{Ecu 5.10}$$



Dónde:

$$O_2Q = R_{Cu} - r_A - t_{max} \quad Ecu\ 5.11$$

También:

$$OS = C/2 \quad Ecu\ 5.12$$

ΔOO_2S Rectángulo

$$Sen\alpha = \frac{OS}{OO_2} \quad Ecu\ 5.13$$

Reemplazando valores en la ecuación 5.13

$$Sen\alpha = \frac{C/2}{OO_2} \quad Ecu\ 5.14$$

Despejando OO_2 se tiene:

$$OO_2 = \frac{C/2}{Sen\alpha}$$

Reemplazando OO_2 en la ecuación 5.10 Se tiene:

$$Cos\beta = \frac{O_2Q Sen\alpha}{C/2}$$

Sustituyendo valores:

$$Cos\beta = \frac{(R_{Cu} - r_A - t_{max}) Sen\alpha}{C/2}$$



Despejando β se obtiene:

$$\beta = \frac{\cos^{-1} ((2(R_{Cu} - r_A - t_{max}) \sin \alpha))}{C} \quad Ecu 5.15$$

Reemplazando valores en la ecuación 5.13 y despejando α se tiene:

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{L}{2(R_{Cu} - r_A)} \right) t_{max} \quad Ecu 5.16$$

Donde:

$$\theta = \alpha - \beta$$

$$\theta_{max} = \sin^{-1} \left[\frac{C}{2(R_{Cu} - r_A - t_{max})} \right] \quad Ecu 5.17$$

Si el rodillo superior está completamente ajustado, entonces el radio de curvatura es el mismo radio del rodillo superior esto tiende al valor θ_{max} , como se muestra en la figura 5.5 y ocurre lo siguiente:

$$\text{Si } R_{Cu} = r_C$$

Entonces:

$$\theta_{max} = \sin^{-1} \left[\frac{C}{2(r_C - r_A - t_{max})} \right] \quad Ecu 5.18$$



5.4 PARÁMETROS PARA EL DISEÑO DE LA ROLADORA SEMIAUTOMÁTICA.

Los parámetros fundamentales que se tomaron en cuenta para el diseño de la roladora semiautomática son: radio del rodillo superior, radios de los rodillos inferiores, la separación entre centros de estos dos últimos y material a rolar.

Los tres rodillos tienen una longitud de 550mm un diámetro exterior de 2 pulgadas (50.8 mm) por disposición de material que se tenía; luego se procedió a realizar el cilindrado de los mismos obteniendo un diámetro exterior final aproximado de 50 mm para fines de cálculo de los demás parámetros.

5.4.1. Material para las prácticas de rolado.

El material que se utilizará para las prácticas de rolado es básicamente: acero galvanizado y materiales dúctiles, menores a 1 mm, antes de cada operación tener en cuenta que las propiedades del material a rolarse sea uno de los aquí recomendados para no forzar la máquina.

La ductilidad y la plasticidad del material indican que se puede deformar con mayor facilidad siendo esta una característica importante en el proceso de conformado de lámina metálica.

5.5. CALCULO EN DETALLE.

Para los cálculos se partieron de los siguientes datos:

Material: acero ASTM A36

Límite de fluencia: $S_y = 250\text{Mpa} = 250 \times 10^6 \text{N/m}^2$

Ancho útil de la lámina: $b = 500\text{mm} = 0.5\text{m}$

Espesor máximo de la lámina: $t_{max} = 1\text{mm} = 0.001\text{m}$

Diámetro exterior de los rodillos $d = 50\text{mm} = 0.05\text{m} \Rightarrow r = 0.025\text{m}$

**5.5.1 Desarrollo:****5.5.1.1 Momento limite.**

De la ecuación 4.3 Del momento límite M_{lim} de una sección rectangular se tiene:

$$M_{lim} = S_y \cdot \frac{b \cdot t_{max}^2}{4}$$

Sustituyendo valores:

$$M_{lim} = \frac{(250 \times 10^6 \text{ N/m}^2)(0.5\text{m})(0.001\text{m})^2}{4} = 31.25 \text{ N.m}$$

5.5.1.2 Distancia entre centro entre los rodillos inferiores.

La distancia entre centro de los dos rodillos inferiores se obtiene mediante la siguiente ecuación.

$$D_2 < C < 3(D_2 - D_1)$$

$$50\text{mm} < C < 3(50\text{mm} - 50\text{mm})$$

$$50\text{mm} < C < 300\text{mm}$$

Para el cálculo y construcción se seleccionó $C = 84\text{mm}$ para que no se desprece las ruedas dentadas, también con el objetivo de ahorrar espacio.

5.5.1.3 Angulo θ comprendido entre la línea de simetría y la línea de centros superior e inferior.

Entonces el ángulo θ comprendido entre la línea de simetría y la línea de centros superior e inferior:



$$\theta_{max} = \text{Sen}^{-1} \left[\frac{84\text{mm}}{2(25\text{mm} + 25\text{mm} + 1\text{mm})} \right]$$

$$\theta_{max} = 55.44^{\circ}$$

$$\theta_{max} = \frac{\pi(55.44^{\circ})}{180^{\circ}} = 0.9016 \text{ rad}$$

5.5.1.4 Longitud de la viga.

Mediante la ecuación 5.9, se puede calcular la longitud de la viga, debido a que la lámina se enrolla alrededor del rodillo superior como se muestra en la figura 5.5

$$l_{AB} = L = 2\theta r_c = 2(0.9016 \text{ rad})(0.025 \text{ m}) = 0.04508 \text{ m}$$

5.5.1.5 Carga distribuida a lo largo de la viga.

De la ecuación 5.5 Despejando W_1 se puede calcular distribuida a lo largo de la viga:

$$M(x) = M_f = \frac{1}{8} W_1 L$$

Despejando W_1 se tiene:

$$W_1 = \frac{8M_f}{L^2}$$

Donde:

$$M_f = M_{lim} = 31.25 \text{ Nm}$$

$$W_1 = \frac{8(31.25 \text{ Nm})}{(0.045 \text{ m})^2} = 123019.01 \text{ N/m}$$

**5.5.1.6 Fuerza de dobles.**

De la ecuación 5.1 Se calcula la fuerza de dobles

$$P_s = W_1 L$$

$$P_s = (123019 \text{ N/m})(0.04508 \text{ m}) = 5545.7 \text{ N}$$

$$P_s = 5545.7 \text{ N}$$

Por lo tanto

$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{1}{2} W_1 L = \frac{P_s}{2} = \frac{5545.7 \text{ N}}{2} = 2772.85 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = R_{By} = 2772.85 \text{ N}$$

5.6 CALCULO DEL MOMENTO TORSOR.

De tabla 2.3 Se puede recomendar un coeficiente de fricción de dinámico promedio, en este caso se pone en contacto dos metales (acero con acero) $\mu_k = 0.60$ para superficies seca.

Por $\Sigma F_y = 0$ y $\Sigma M_A = 0$

Se obtuvo:

$$R_{Ay} = R_{By} = 2772.85 \text{ N}$$

Además se conoce el ángulo $\alpha = 55.44^\circ$



Si:

$$R_{Ay} = R_{By} = N_A \cos \alpha = N_B \cos \alpha$$

Entonces:

$$N_A = N_B = \frac{R_{Ay}}{\cos \alpha} = \frac{2772.85N}{\cos 55.44} = 4469.71N$$

De la ecuación 2. 32

$$f = \mu_k N = (0.60)(4469.71N) = 2681.83N$$

De la figura 5.6 Diagrama de cuerpo libre de la lámina se obtiene:

Por la segunda ley de Newton:

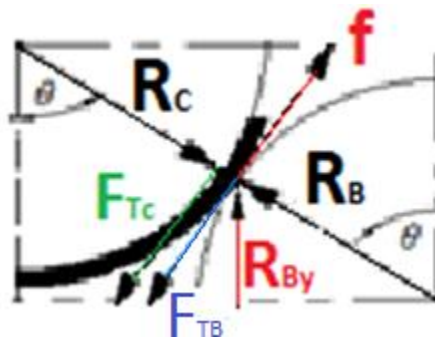


Figura 5.6 Diagrama de cuerpo libre de la lámina

$$\Sigma F_y = m_L a_L$$

$$f - F_{TA} - F_{TC} = m_L a_L$$

El producto $m_L a_L = 0$ debido a que la velocidad de conformación es lentamente, por lo tanto se obtiene:



$$f - F_{TA} - F_{Tc} = 0$$

Ec 5.19

5.6.1 Movimiento del sistema completo.

Como las velocidades lineales periferias de los rodillos son iguales debido a que los radios son los mismos para los tres rodillos, se escribe:

$$r_A \omega_A = r_B \omega_B = r_C \omega_C$$

También:

$$r_A = r_B = r_C = 25mm = 0.025m$$

Entonces:

$$\omega_A = \omega_B = \omega_C$$

5.6.2 Momento de inercia.

De figura 16 (anexo I). Propiedades geométricas. Se obtiene:

Para los rodillos:

$$I = \frac{1}{8} m_R D_R^2$$

La masa de los rodillos y la lámina se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

Despejando la masa se obtiene:

$$m = \rho V$$

El volumen de los rodillos y de la lámina se calcula mediante las siguientes ecuaciones:



Para los rodillos

$$V = \pi r^2 L = \pi (0.025m)^2 (0.5m) = 9.82 \times 10^{-4} m^3$$

Entonces el volumen de la lámina es:

$$V = b l_L t_{max}$$

La longitud de la lámina se calcula $l_L = 2\pi r_C$ debido a que se envuelve en el rodillo superior cuando este está totalmente ajustado.

$$l_L = 2\pi r_C = 2\pi (0.025m) = 0.157m$$

$$V = (0.5m)(0.001m)(0.1571m) = 7.85 \times 10^{-5} m^3$$

De Tabla 6 Propiedades del acero se obtiene:

$$\rho = 7870 \text{ Kg}/m^3$$

Entonces, La masa Para los rodillos y la lámina es:

$$m_R = (7870 \text{ Kg}/m)(9.82 \times 10^{-4} m) = 7.7264 \text{ Kg}$$

$$m_L = (7870 \text{ Kg}/m)(7.85 \times 10^{-5} m) = 0.6181 \text{ Kg}$$

Y el momento de inercia es:

$$I = \frac{1}{8} m_R D_R^2 = I = \frac{1}{8} (0.6181 \text{ Kg})(0.05m)^2 = 1.21 \times 10^{-3} \text{ Kg} \cdot m^2$$



5.6.3 Energía cinética del sistema.

Como inicialmente se considera que el sistema se encuentra en reposo $E_1 = 0$.

Al sumar la energía cinética de los tres rodillos y de la lámina cuando $\omega = \frac{V}{r}$ se obtiene:

$$E_2 = \frac{1}{2}I_A\omega_A^2 + \frac{1}{2}I_B\omega_B^2 + \frac{1}{2}I_C\omega_C^2 + \frac{1}{2}m_L V_L^2 \quad \text{Ec 5.20}$$

Los rodillos tienen movimiento rotación sobre su eje, entonces la energía cinética es:

$$\text{Rodillo A: } (E_2)_A = \frac{1}{2}(2.4145 \times 10^{-3} \text{Kg.m}^2)\omega_A^2$$

$$(E_2)_A = (1.21 \times 10^{-3} \text{Kg.m}^2)\omega_A^2 \quad \text{Ecu 5.21}$$

$$\text{Rodillo B: } (E_2)_B = \frac{1}{2}(2.4145 \times 10^{-3} \text{Kg.m}^2)\omega_B^2$$

$$(E_2)_B = (1.21 \times 10^{-3} \text{Kg.m}^2)\omega_B^2 \quad \text{Ecu 5.22}$$

$$\text{Rodillo C: } (E_2)_C = \frac{1}{2}(2.4145 \times 10^{-3} \text{Kg.m}^2)\omega_C^2$$

$$(E_2)_C = (1.21 \times 10^{-3} \text{Kg.m}^2)\omega_C^2 \quad \text{Ecu 5.23}$$

La lámina tiene movimiento de traslación, entonces la energía cinética es:

$$(E_2)_L = \frac{1}{2}m_L V_L^2 = \frac{1}{2}m_L(\omega_C r_C)^2$$

$$(E_2)_L = \frac{1}{2}(0.6811 \text{Kg})(\omega_C(0.025 \text{m}))^2$$

$$(E_2)_L = (2.13 \times 10^{-4} \text{Kg.m}^2)\omega_C^2 \quad \text{Ecu 5.24}$$

Para el sistema.

$$E_2 = (E_2)_A + (E_2)_B + (E_2)_C + (E_2)_L$$



$$E_2 = (1.21 \times 10^{-3} \text{Kg.m}^2) \omega_C^2 + (1.21 \times 10^{-3} \text{Kg.m}^2) \omega_C^2 + (1.21 \times 10^{-3} \text{Kg.m}^2) \omega_C^2 \\ + (2.13 \times 10^{-4} \text{Kg.m}^2) \omega_C^2$$

$$E_2 = (3.835 \times 10^{-3} \text{Kg.m}^2) \omega_C^2 \quad \text{Ecu 5.25}$$

5.6.4 Trabajo del sistema.

Si θ_C denota el desplazamiento angular del rodillo C, se tiene:

$$U_{1 \rightarrow 2} = T \theta_C = F_{TC} r_C \theta_C \quad \text{Ecu 5.26}$$

5.6.4.1 Principio de trabajo y energía aplicado al sistema.

$$E_1 + U_{1 \rightarrow 2} = E_2 \quad \text{Ecu 5.27}$$

Donde $E_1 = 0$

Entonces:

$$U_{1 \rightarrow 2} = E_2 = F_{TC} r_C \theta_C \quad \text{Ecu 5.28}$$

Sustituyendo los datos en la ecuación 5.25 queda:

$$F_{TC} \theta_C (0.025 \text{m}) = (3.835 \times 10^{-3} \text{Kg.m}^2) \omega_C^2$$

$$F_{TC} \theta_C = (0.1534 \text{Kg.m}) \omega_C^2$$

Despejando θ_C se obtiene:

$$\theta_C = \frac{(0.1534 \text{Kg.m}) \omega_C^2}{F_{TC}} \quad \text{Ecu 5.29}$$



La fuerza que actúa sobre el rodillo A, se muestra que la fuerza tangencial realiza un trabajo igual a su magnitud y longitud ($r_A\theta_A$) de arco descrito por el punto de contacto como $r_A\theta_A = r_B\theta_B = r_C\theta_C$ también $r_A = r_B = r_C$ entonces:
 $\theta_A = \theta_B = \theta_C$

5.6.4.2 Principio de trabajo y energía en el rodillo A o en el rodillo B.

$$(E_1)_A + (U_{1\rightarrow 2})_A = (E_2)_A$$

Como:

$$(U_{1\rightarrow 2})_A = F_{TA}r_A\theta_A = (0.025)F_{TA}\theta_A$$

También:

$$(E_1)_A = 0$$

Sustituyendo:

$$(0.025)F_{TA}\theta_A = (1.21 \times 10^{-3} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2)\omega_A^2$$

$$F_{TA}\theta_A = (0.0483 \text{ Kg} \cdot \text{m})\omega_A^2$$

Despejando θ_A se obtiene:

$$\theta_A = \frac{(0.0483 \text{ Kg} \cdot \text{m})\omega_A^2}{F_{TA}} \quad \text{Ecu 5.30}$$

Como:

$$\theta_A = \theta_B = \theta_C$$



Entonces:

$$\frac{(0.0483Kg.m)\omega_A^2}{F_{TA}} = \frac{(0.1534Kg.m)\omega_A^2}{F_{TC}}$$

Despejando F_{TC} y simplificando debido que $\omega_A = \omega_B = \omega_C$ nos queda:

$$\frac{F_{TC}}{F_{AC}} = 3.1763 \quad Ecu 5.31$$

$$F_{TC} = (3.1763)F_{TA} \quad Ecu 5.32$$

O bien:

$$T_C = (3.1763)T_A \quad Ecu 5.33$$

Sustituyendo en la ecuación 5.19 Se obtiene:

$$f - F_{TA} - F_{TC} = 0$$

Entonces:

$$f - F_{TA} - (3.1763)F_{TA} = 0$$

$$f - (4.1763)F_{TA} = 0$$

$$f = (4.1763)F_{TA} \quad Ecu 5.34$$

Reemplazando valores:

$$(4.1763)F_{TA} = 2681.83N$$



Despejando F_{TA} nos queda:

$$F_{TA} = 642.15N$$

$$F_{TC} = (3.1763)F_{TA} = (3.1763)642.15N = 2039.68N$$

5.6.4.3 Momento de torsión o par de torsión.

El momento de torsión se puede calcular con la siguiente ecuación

$$T = Fr = F_{TA} \cdot r_A$$

$$T_A = (642.15N)(0.025) = 16.054N \cdot m$$

$$T_A = 16.054N \cdot m$$

Para el rodillo superior

$$T_C = F_{TC} \cdot r_C = (3.1763)T_A = (2039.68N)(0.025) = 51N \cdot m$$

5.7 CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR.

Primeramente se definió que la transmisión es por medio de tres engranajes del mismo diámetro, dos de ellos están montado en los rodillos inferiores, y el otro engrane, está montado en el motor eléctrico.

Los tres engranajes tienen la misma masa, el mismo momento de inercia, la misma velocidad angular y la misma velocidad lineal.

$$r_a \omega_a = r_b \omega_b = r_c \omega_c, \quad r_a = r_b = r_c, \quad \omega_a = \omega_b = \omega_c, \quad I_a = I_b = I_c$$



5.7.1 Energía cinética del sistema.

Los engranes, tienen movimiento rotación sobre su eje, entonces la energía cinética es:

$$\text{Engranaje a: } (E_2)_a = \frac{1}{2} I_a \omega_a^2$$

$$\text{Engranaje b: } (E_2)_b = \frac{1}{2} I_b \omega_b^2$$

$$\text{Engranaje c: } (E_2)_c = \frac{1}{2} I_c \omega_c^2$$

Para el sistema:

Como inicialmente se considera que el sistema se encuentra en reposo $E_1 = 0$.
Al sumar la energía cinética de los tres engrane, se obtiene:

$$E_2 = \frac{1}{2} I_a \omega_a^2 + \frac{1}{2} I_b \omega_b^2 + \frac{1}{2} I_c \omega_c^2 = \frac{3}{2} I_c \omega_c^2 \quad \text{Ecu 5.35}$$

5.7.1.1 Trabajo del sistema.

Si θ_c denota el desplazamiento angular del engranaje c, se tiene:

$$U_{1 \rightarrow 2} = T_c \theta_c = W_{tc} r_c \theta_c \quad \text{Ecu 5.36}$$

5.7.2 Principio de trabajo y energía aplicado al sistema.

$$E_1 + U_{1 \rightarrow 2} = E_2 \quad \text{Ecu 5.37}$$

Donde $E_1 = 0$

Entonces:

$$U_{1 \rightarrow 2} = E_2 = W_{tc} r_c \theta_c = \frac{3}{2} I_c \omega_c^2 \quad \text{Ecu 5.38}$$



Despejando θ_c se obtiene:

$$\theta_c = \frac{3I_c\omega_c^2}{2W_{tc}r_c} \quad \text{Ecu 5.39}$$

La fuerza que actúa sobre el engranaje a, se muestra que la fuerza tangencial realiza un trabajo igual a su magnitud y longitud ($r_a\theta_a$) de arco descrito por el punto de contacto como $r_a\theta_a = r_b\theta_b = r_c\theta_c$ también $r_a = r_b = r_c$ entonces:
 $\theta_A = \theta_B = \theta_C$

5.7.3 Principio de trabajo y energía en el engrane a o en el engrane b.

$$(E_1)_a + (U_{1\rightarrow 2})_a = (E_2)_a \quad \text{Ecu 5.40}$$

Como:

$$(U_{1\rightarrow 2})_A = W_{ta}r_a\theta_a \quad \text{Ecu 5.41}$$

También:

$$(E_2)_a = \frac{1}{2}I_a\omega_a^2 \quad \text{Ecu 5.42}$$

Sustituyendo:

$$U_{1\rightarrow 2} = E_2 = W_{ta}r_a\theta_a = \frac{3}{2}I_a\omega_a^2 \quad \text{Ecu 5.43}$$

Despejando θ_a se obtiene:

$$\theta_a = \frac{I_a\omega_a^2}{2W_{ta}r_a} \quad \text{Ecu 5.44}$$



Como:

$$\theta_A = \theta_B = \theta_C$$

Entonces:

$$\frac{I_a \omega_a^2}{2W_{ta} r_a} = \frac{3I_c \omega_c^2}{2W_{tc} r_c}$$

Despejando W_{tc} y simplificándola a su mínima expresión nos queda:

$$W_{tc} = 3W_{ta} \quad \text{Ecu 5.45}$$

También:

$$T_c = 3T_a \quad \text{Ecu 5.46}$$

El par torsional que se obtuvo en los rodillos inferiores es el mismo par torsional para los engranes a y b que fue:

$$T_A = T_B = T_a = T_b = 16.054 N.m$$

Ahora podemos calcular el par torsional con la ecuación 5.46.

$$T_c = 3T_a = 3(16.054 N.m) = 48.162 N.m$$

O bien:

$$T_c = 426.21 Lb.pulg$$

En base a este par torsional, se procedió a seleccionar el motor eléctrico trifásico. En el catálogo del motor se muestra un par torsional de **458Lb. Pulg**,



mayor que el valor que se calculó. Se seleccionó este motor, debido a que se utilizara para el proceso de rolado con una velocidad de giro pequeñas que es de 70rpm, con una potencia de ½ hp. A continuación se presentan las características del motor.

CYCLO 6000 Gearmotors

1/2 HP

60Hz-1750RPM

Torque		Carga								
Velocidad	de	Factor	en		SELECCIÓN					Opción
de salida	salida	de servicio	voladizo		Símbolo	Numero	Tipo	Clase		Trabajo
RMP	In*lbs	SF	AGMA	lbs	HP	de carcasa	de eje	AGMA	Razon	inversor
292	110	1.02	I	290	05	6075	Y	A	6	-
		1.48	II	406	05	6080	Y	B	6	AV
		1.95	III	406	05	6085	Y	C	6	AV
159	202	1.02	I	357	05	6075	Y	A	11	-
		1.48	II	485	05	6080	Y	B	11	AV
		1.95	III	485	05	6085	Y	C	11	AV
117	275	1.02	I	377	05	6075	Y	A	15	-
		1.48	II	539	05	6080	Y	B	15	AV
		1.95	III	539	05	6085	Y	C	15	AV
103	312	1.02	I	397	05	6075	Y	A	17	-
		1.48	II	564	05	6080	Y	B	17	AV
		1.95	III	564	05	6085	Y	C	17	AV
83.3	385	1.02	I	397	05	6075	Y	A	21	-
		1.38	II	550	05	6085	Y	B	21	AV
		1.90	III	750	05	6090	Y	C	21	AV
70.0	458	1.19	I	566	05	6085	Y	A	25	AV
		1.68	II	750	05	6090	Y	C	25	AV
		2.17	III	750	05	6095	Y	C	25	AV
60.3	532	1.17	I	575	05	6085	Y	A	29	AV
		1.56	II	750	05	6090	Y	B	29	AV
		1.96	III	750	05	6095	Y	C	29	AV



5.8 COEFICIENTE DE FRICCIÓN.

Si conocemos el par torsional, podemos calcular la fuerza de fricción entre la lámina y el rodillo, la podemos calcular despejando la ecuación 5.19

$$f = F_{TA} + F_{TC}$$

Sabemos que:

$$F_{TA} = \frac{T_A}{r_A} = \frac{17.2513.N.m}{0.025mm} = 690.1N$$

Ahora podemos calcular la fuerza que ejerce el rodillo C con la ecuación 5.33.

$$F_{TC} = (3.1763)F_{TA} = (3.1763)(690.1N) = 2191.82N$$

Entonces la fuerza de fricción es:

$$f = F_{TA} + F_{TC} = 690.1N + 2191.82N = 2881.87N$$

Si conocemos la fuerza de fricción, calculamos el coeficiente de fricción despejando la ecuación 2.32.

$$\mu_k = \frac{f}{N_A} = \frac{2881.87N}{4469.71N} = 0.645$$

Este valor de coeficiente de fricción se encuentra en el rango de los valores recomendados.



CAPITULO VI

DISEÑO Y SELECCIÓN DE MATERIALES DE LOS RODILLOS.

6.1 EJES-RODILLOS.

Estos corresponden la parte fundamental de la máquina ya que son los encargados de deformar plásticamente el material a rolar. Para su funcionamiento actúan tres tipos de rodillos, los mismos que fueron contruidos en acero de transmisión AISI 1018 CD (Como se detalla en este capítulo), utilizando procesos de conformado con arranque de viruta. (Figura 6.1)



Figura 6.1 Eje Rodillos

Dos inferiores, ambos motrices, que son accionados por un motor eléctrico, los mismos que se acoplan mediante un sistema chaveta-chavetero a un sistema de engranajes

El rodillo superior móvil que se desplaza en sentido vertical, se encuentra acoplado en sus extremos a dos soportes superiores, los mismos que son accionados para dar su desplazamiento por dos tornillos de elevación en cada costado del equipo. (Anexo II) al final del capítulo se muestra el proceso de construcción de los rodillos.



6.2 FACTORES PRINCIPALES PARA EL DISEÑO DE LOS RODILLOS.

En el capítulo anterior se definió la potencia del motor, en este capítulo se definirá los principales factores para el diseño de los rodillos tales como las velocidades angulares, las fuerzas que este aplica, los esfuerzos en que está sometido, la vida útil y el material que se va a utilizar para la construcción. Para poder definir estos factores se parte con los resultados obtenidos en el capítulo anterior.

6.2.1 Velocidad angular de los rodillos.

Los tres rodillos tienen una velocidad angular de 70rpm, si esto lo pasamos a rad/s se obtiene:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi(70rpm)}{60} = 7.33rad/s$$

6.2.2 Velocidad línea de los rodillos.

$$V = \omega r = (7.33rad/s)(0.025m) = 0.09m/s$$

6.2.3 Periodo.

Con la ecuación 2.35 podemos calcular el periodo.

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi}{7.33rad/s} = 0.857s$$

6.2.4 Frecuencia angula de los rodillos.

Con la ecuación 2.36 podemos calcular la Frecuencia angula de los rodillos

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{0.857s} = 1.17Hz$$



6.2.5 Aceleración centrífuga.

Con la siguiente ecuación podemos calcular la aceleración centrífuga de los rodillos

$$\alpha = \omega^2 r = (7.33 \text{ rad/s})^2 (0.025 \text{ m}) = 1.343 \text{ m/s}^2$$

6.3 ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO Y DEFORMACIÓN POR TORSIÓN.

De la ecuación 2.10 se puede calcular la deformación por torsión.

$$\varphi = \frac{TL}{GJ}$$

También de la ecuación 2.51, se obtiene el módulo de elasticidad al cortante, donde $\nu = 0.27$ y $E = 200 \text{ GPa}$, para el acero (tabla 22):

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} = \frac{200 \text{ GPa}}{2(1+0.27)} = 80 \text{ GPa}$$

$$L = 0.267 \text{ m}, \quad J \text{ y } G = \text{constante}$$

6.3.1 Momento polar de inercia.

De la ecuación 2.7 Podemos calcular el momento polar de inercia.

$$J = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi (0.05 \text{ m})^4}{32} = 6.136 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

**6.3.2 Entonces el ángulo de deformación de torsión es:**

Para el rodillo superior

$$\varphi = \frac{54.8 N \cdot m (0.534 m)}{80 \times 10^9 N \cdot m^2 (6.136 \times 10^{-7} m^4)} = 5.582 \times 10^{-4} rad.$$

Para los rodillos inferiores

$$\varphi = \frac{17.251 N \cdot m (0.5 m)}{80 \times 10^9 N \cdot m^2 (6.136 \times 10^{-7} m^4)} = 1.76 \times 10^{-4} rad$$

6.3.3 Es fuerza cortante máximo.

Con la ecuación 2.7 podemos calcular el esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{max} = \frac{T}{Z_p}$$

6.3.4 Módulo de sección polar.

De la ecuación 2.9 Podemos calcular el Modulo de sección polar.

$$Z_p = \frac{\pi (0.05 m)^3}{16} = 2.4544 \times 10^{-5} m^3$$

Entonces, el esfuerzo cortante máximo es:

Para los rodillos inferiores.

$$\tau_{max} = \frac{17.251 N \cdot m}{2.4544 \times 10^{-5} m^3} = 0.703 Mpa$$

Para el rodillo superior es:

$$\tau_{max} = \frac{54.80 N.m}{2.4544 \times 10^{-5} m^3} = 2.233 Mpa$$

6.3.5 Potencia torsional.

Con la siguiente ecuación se calcula la potencia torsional:

$$U = \frac{1}{2} * \frac{T^2 L}{GJ} = \frac{1}{2} * \frac{54.8 N.m^2 (0.534 m)}{80 \times 10^9 N/m^2 (6.136 \times 10^{-7} m^4)} = 5.96 \times 10^{-4} N.m = 5.96 \times 10^{-4} J$$

6.4 SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LOS RODILLOS.

Los rodillos son el elemento más importante en cuanto a vida útil como a costos. Para seleccionar el material de los rodillos nos basamos de acuerdo a su resistencia a la fluencia. Tomamos en cuenta que los rodillos están sometidos a esfuerzo de flexión debido a la fuerza de dobles que estos rodillos ejercen sobre la lámina.

De la ecuación 5.1 se obtuvo la fuerza de dobles:

$$P_s = 5545.7 N$$

Esta fuerza el rodillo superior la ejerce en toda su longitud, por lo que se puede considerar como una viga con carga uniformemente como se muestra en la figura 6.2

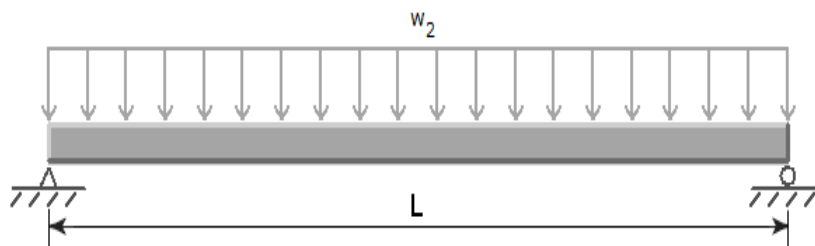


Figura 6.2 Viga simplemente apoyada con carga uniforme



Como:

$$W_2 = \frac{P_S}{L_R}$$

Entonces:

$$W_2 = \frac{(5545.7N)}{0.534m} = 10385.21 \text{ N } m$$

6.4.1 Momento máximo.

Del diagrama del momento flector se obtiene:

$$M_{max} = \frac{1}{8} W_2 L_R^2 = \frac{1}{8} 10385.21 \text{ N } m \cdot 0.534m^2 = 370.17N.m$$

6.4.2 Esfuerzo por flexión.

De la ecuación 2.14 se obtiene:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S_{xx}}$$

Si:

$$S_{xx} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi(0.050m)^3}{32} = 1.2272 \times 10^{-5} m^3$$

Entonces el esfuerzo máximo es:

$$\sigma_{max} = \frac{370.17N.m}{1.2272 \times 10^{-5} m^3} = 30.2Mpa$$

Condición de resistencia.

$$\sigma_t \geq \sigma_{abm}$$



6.4.3 Limite de fluencia.

De la ecuación 2.17 se puede calcular el límite de fluencia requerido, cuando la pieza está sometida a esfuerzo por flexión.

$$0.65S_y \leq \sigma_t \leq 0.75S_y$$

Para estos rangos se tomo un valor nominal promedio.

$$\sigma_t = 0.675S_y$$

Despejado S_y

$$S_{yr} = \frac{\sigma_t}{0.675}$$

Entonces:

$$S_{yr} = \frac{30.2Mpa}{0.675} = 44.7Mpa$$

6.4.3.1 Factor de diseño.

$$S_{yr} = 5 \cdot 44.7Mpa = 223.5Mpa$$

De tabla 5 (Anexo I) se ve diferentes tipos de aceros al carbono, con su resistencia a la cadencia o limite de fluencia, se seleccionó acero AISI 1018 CD. Por la disponibilidad que tiene este material, además por su fácil adquisición, su costo relativamente bajo en el mercado local el mismo que tiene variedad de aplicaciones para fines de ingeniería. El límite de fluencia de acero AISI 1018 CD con un



procesamiento Estirado en frio es 370 Mpa mayor que el que se calculo $370\text{Mpa} > 44.7\text{Mpa}$ por lo tanto podemos asegurar que este es el material adecuado para los rodillos.

6.5 ESFUERZO CORTANTE HORIZONTAL DEL RODILLO SUPERIOR.

6.5.1 Esfuerzo cortante horizontal para el centro de la sección.

En el centro de la sección $y = 0$, se obtiene el esfuerzo cortante horizontal máximo.

$$\tau_{max} = \frac{V_{max}}{2I} \frac{D^2}{4} - y^2$$

Donde:

$$D = 0.050\text{m}$$

$$V_{max} = 2772.85\text{N}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi(0.05\text{m})^4}{64} = 3.068 \times 10^{-7} \text{m}^4$$

Entonces:

$$\tau_{max} = \frac{2772.85\text{N}}{2(3.068 \times 10^{-7} \text{m}^4)} \frac{(0.05\text{m})^2}{4} - 0^2 = 2824401.82 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 2.824 \text{Mpa}$$

6.5.2 Esfuerzo cortante horizontal a cada 10mm.

$$y = 0.025m - 0.01m = 0.015m$$

$$\tau = \frac{2772.85N}{2(3.068 \times 10^{-7} m^4)} \frac{(0.05m)^2}{4} - (0.015m)^2 = 1807617.16 \frac{N}{m^2}$$

$$\tau = 1.81 \text{ Mpa}$$

6.5.3 Esfuerzo cortante horizontal a cada 15mm.

$$y = 0.025m - 0.015m = 0.01m$$

$$\tau = \frac{2772.85N}{2(3.068 \times 10^{-7} m^4)} \frac{(0.05m)^2}{4} - (0.01m)^2 = 2.4 \text{ Mpa}$$

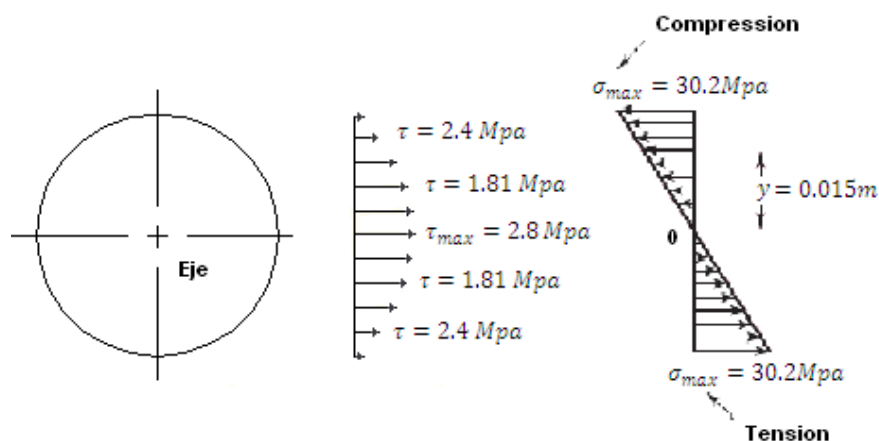


Figura 6.3 Esfuerzo cortante horizontal del rodillos superior

6.6 ANÁLISIS DE ESFUERZO COMBINADO Y CÍRCULO DE MOHT.

6.6.1 ESFUERZO COMBINADO.

El elemento K se somete a la flexión que produce un esfuerzo de tensión que actúa en sentido x también existe un esfuerzo cortante torsional que actúa en K. la figura 6.4 muestra los diagrama de fuerzas cortantes y momento flexionante para el eje e indica que el momento flexionante en K es 370.17N.m, por consiguiente, el esfuerzo flexionante es de 30.2Mpa.

$$\sigma_x = 30.2 \text{ Mpa}$$

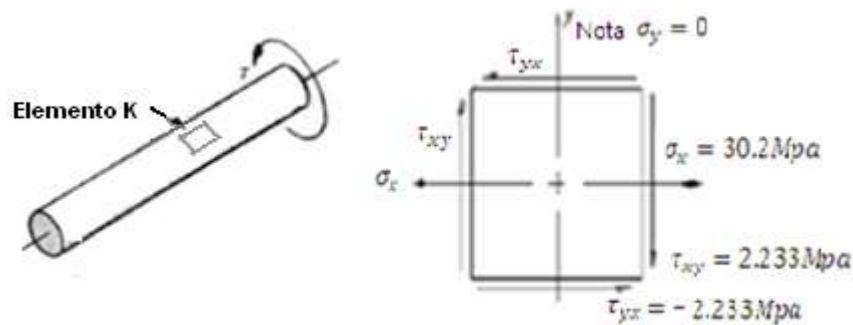


Figura 6.4 Esfuerzo sobre el elemento K

El esfuerzo cortante torsional actúa sobre el elemento K de un forma que causa un esfuerzo cortante hacia abajo sobre el lado derecho del elemento, y otro hacia arriba sobre el lado izquierdo. Esta acción en una tendencia para girar el elemento en sentido de la manecilla del reloj. La cual es la posición positiva de los esfuerzos cortantes de acuerdo con la convención estándar. También, la notación de esfuerzo cortante usa doble subíndices. Por ejemplo τ_{xy} indica el esfuerzo cortante que actúa sobre la cara de un elemento que es perpendicular al eje x y paralelo al eje y

$$\tau_{xy} = 2.233 \text{ Mpa}$$



Los valores de esfuerzo normal σ_x y de esfuerzo cortante τ_{xy} se muestra en el elemento de esfuerzo K como se muestra la figura 6.4. Observe que el esfuerzo en la dirección y es cero para esta forma de carga. También el valor de esfuerzo cortante τ_{yx} debe ser igual a τ_{xy} y debe actuar como muestra, con el fin que el elemento este en equilibrio.

Ahora se puede calcular los esfuerzos principales sobre el elemento, mediante las ecuaciones 2.21 y 2.22

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}^2 + \tau_{xy}^2}$$

Como $\sigma_y = 0$

6.6.1.2 El esfuerzo principal máximo es:

$$\sigma_{max} = \frac{30.2Mpa + 0}{2} + \sqrt{\frac{30.2Mpa - 0}{2}^2 + 2.233Mpa^2} = 30.364Mpa$$

6.6.1.3 El esfuerzo principal mínimo es:

$$\sigma_{min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{30.2Mpa + 0}{2} - \sqrt{\frac{30.2Mpa - 0}{2}^2 + 2.1Mpa^2}$$

$$\sigma_{min} = -0.164Mpa \quad (\text{Compresión})$$



6.6.1.4 Dirección en que actúa el esfuerzo principal máximo.

$$\phi_{\sigma} = \frac{1}{2} \tan^{-1} \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}$$

Entonces:

$$\phi_{\sigma} = \frac{1}{2} \tan^{-1} \frac{2(2.233Mpa)}{30.2Mpa - 0}$$

$$2\phi_{\sigma} = 8.412^{\circ}$$

$$\phi_{\sigma} = 4.206^{\circ}$$

El signo positivo indica una rotación del elemento en el sentido de la manecilla del reloj. Los esfuerzos principales se pueden indicar en un elemento de esfuerzo, como se ilustra en la figura 6.6. Observe que el elemento se muestra en relación con el elemento original para resaltar la dirección de los esfuerzos principales con respecto al eje x original. El signo positivo de ϕ_{σ} indica una rotación del elemento en el sentido de la manecilla del reloj desde su posición original.

6.6.1.5 Esfuerzo cortante máximo.

Ahora se puede el elemento de esfuerzo cortante máximo, mediante la ecuación 2.20

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{30.2Mpa + 0}{2}\right)^2 + (2.233Mpa)^2} = \pm 15.264Mpa$$



Los dos pares de esfuerzos cortantes $+\tau_{max}$ y $-\tau_{max}$ son de igual magnitud pero de dirección opuesta.

6.6.1.6 Orientación del elemento sobre el cual actúa el esfuerzo cortante máximo.

La orientación del elemento sobre el cual actúa el esfuerzo cortante máximo se calcula con la ecuación 2.24

$$\phi_{\tau} = \frac{1}{2} \tan^{-1} \frac{-(\sigma_x - \sigma_y)}{2 \tau_{xy}}$$

Sustituyendo valores:

$$\phi_{\tau} = \frac{1}{2} \tan^{-1} \frac{-30.2 \text{ Mpa} - 0}{2 (2.1 \text{ Mpa})} = -41.041^{\circ}$$

$$2\phi_{\tau} = -81.6^{\circ}$$

$$\phi_{\tau} = -41.041^{\circ}$$

El signo negativo indica una rotación contraria en el sentido de la manecilla del reloj del elemento.

Existen esfuerzos normales que actúan sobre la cara de este elemento de esfuerzo cuyo valor es:

$$\sigma_{prom} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$$

Sustituyendo valores

$$\sigma_{prom} = \frac{30.2 \text{ Mpa} + 0}{2} = 15.1 \text{ Mpa}$$

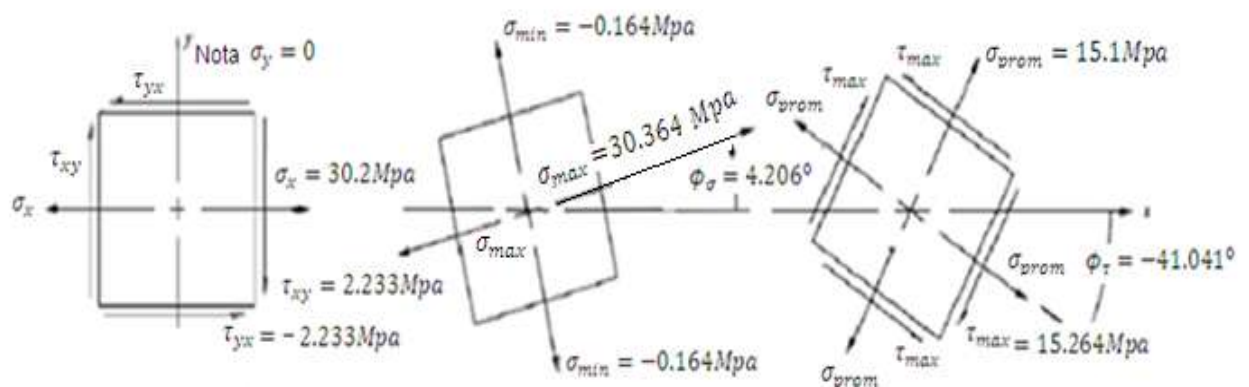


Figura 6.5 Relación del elemento con esfuerzo cortante máximo, el elemento original de esfuerzo y el elemento de esfuerzo principal máximo.

En la figura 6.5 muestra el elemento de esfuerzo sobre el cual el esfuerzo cortante máximo en relación con el elemento original de esfuerzo. Se ve que el ángulo entre este elemento y el elemento de esfuerzo principal es 45°

6.6.2 CÍRCULO DE MOHR.

Las coordenadas de la parte superior del círculo expresa el esfuerzo cortante máximo y el esfuerzo normal promedio que actúa sobre el elemento, cuando tiene el esfuerzo cortante máximo.

Se observa en la figura que se ha formado un triángulo rectángulo cuyos lados son a , b y R

Donde:

$$a = \sigma_{prom} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = 15.1 \text{ Mpa}$$

$$b = \tau_{xy} = 2.233 \text{ Mpa}$$

$$R = \sqrt{a^2 + b^2} = \sqrt{(15.1 \text{ Mpa})^2 + (2.233 \text{ Mpa})^2} = 15.264 \text{ Mpa}$$

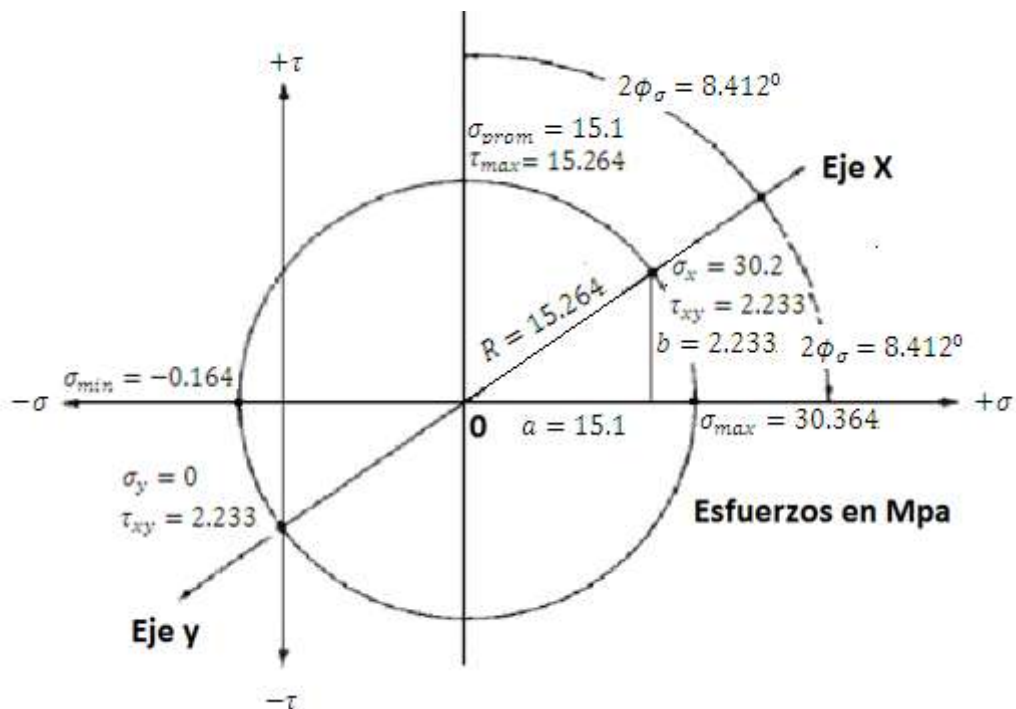


Figura 6.6 Círculo de Mohr

6.7 DEFLEXIÓN DEL RODILLO SUPERIOR.

El rodillo superior se puede considerar como una viga prismática que aplica una carga uniformemente distribuida $W_2 =$ por unidad de longitud. Figura 6.7.

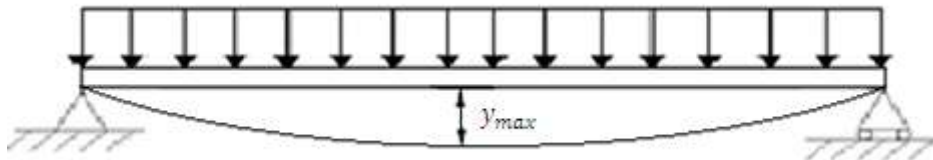


Figura 6.7 Deflexión de Vigas

Como W_2 es constante a lo largo de la viga, las primeras tres ecuaciones resulta:

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} = -W_2$$

O bien

$$EI y = W_2 dx \cdot dx \cdot dx \cdot dx$$

$$EI \frac{d^3 y}{dx^3} = V_x = -W_2 X + C_1$$

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M_x = -\frac{1}{2} W_2 X^2 + C_1 X + C_2 \quad \text{Ecu 6.1}$$

Puesto que las condiciones de frontera exigen que $M = 0$ en ambos extremos de la viga como se muestra en la figura 6.7 se hace primero $X = 0$ y $M = 0$ en la ecuación 6.1 y se obtiene $C_2 = 0$ después se hace $M = 0$ y $X = L$ en la misma ecuación y se



obtuvo $C_1 = \frac{1}{2} W_2 L$, llevando los valores a la ecuación 6.1 e integrando dos veces se obtienen:

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M_x = -\frac{1}{2} W_2 X^2 + \frac{1}{2} W_2 L X$$

$$EI \frac{dy}{dx} = -\frac{1}{6} W_2 X^3 + \frac{1}{4} W_2 L X^2 + C_3$$

$$EI y = -\frac{1}{24} W_2 X^4 + \frac{1}{12} W_2 L X^3 + C_3 X + C_4 \quad \text{Ecu 6.2}$$

Pero las condiciones de frontera también requiere que $y = 0$ en ambos extremos de la viga. Si $X = 0$ e $y = 0$ en la ecuación 6.1, se obtiene $C_4 = 0$ haciendo $y = 0$ y $X = L$ en la misma ecuación.

$$EI(0) = -\frac{1}{24} W_2 L^4 + \frac{1}{12} W_2 L^4 + C_3 L$$

Entonces:

$$C_3 = -\frac{1}{24} W_2 L^3$$

Llevando los valores de $C_3 = -\frac{1}{24} W_2 L^3$ y $X = 0$ a la ecuación 6.1 se obtiene la pendiente en los extremos de la viga.

$$EI \frac{dy}{dx} = -\frac{1}{6} W_2 (0) + \frac{1}{4} W_2 L (0) - \frac{1}{24} W_2 L^3$$

$$EI \frac{dy}{dx} = -\frac{1}{24} W_2 L^3 \quad \text{Ecu 6.3}$$



Donde:

$$\frac{dy}{dx} = \phi_A = \phi_B$$

Sustituyendo en la ecuación 6.2 y dividiendo ambos miembros en EI , se obtiene:

$$\phi_A = \phi_B = \pm \frac{W_2 L^3}{24EI} \quad \text{Ecu 6.4}$$

Llevando los valores de C_3 y C_4 a la ecuación 6.1 y dividiendo ambos miembros en EI , se obtiene la ecuación de la curva elástica

$$EIy = -\frac{1}{24}W_2X^4 + \frac{1}{12}W_2LX^3 - \frac{1}{24}W_2L^3X + 0$$

$$y = \frac{W_2}{24EI} -X^4 + 2LX^3 - L^3X \quad \text{Ecu 6.5}$$

El valor máximo de deflexión se obtiene haciendo $X = \frac{L}{2}$ en la ecuación 5.nn, debido a que la deflexión máxima se encuentra en la longitud media de la viga.

$$y_{max} = \frac{W_2}{24EI} -(L/2)^4 + 2L(L/2)^3 - L^3(L/2)$$

Entonces:

$$y_{max} = \frac{5W_2L^4}{384EI} \quad \text{Ecu 6.6}$$

**6.7.1 Momento polar de inercia.**

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi(0.050m)^4}{64} = 3.068 \times 10^{-3} m^4$$

6.7.2 Módulo de elasticidad.

De tabla 22, se ve el módulo de elasticidad para el acero

$$E = 200 \text{ Mpa}$$

Como:

$$W_2 = 10385.21 \text{ N } m \quad Y \quad L = 0.534m$$

Entonces la deflexión máxima es:

$$y_{max} = \frac{5(1085.21 \text{ N } m)(0.534m)^4}{384(200 \times 10^9 \text{ N } m^2)(3.068 \times 10^{-7} m^4)} = 0.1873 \times 10^{-5} m$$

$$y_{max} = 0.1873 \times 10^{-5} m$$

6.7.3 Pendiente en los extremos del eje- rodillo.

De la ecuación 6.4 podemos calcular la pendiente en los extremos del rodillo

$$\phi_A = \pm \frac{W_2 L^3}{24EI} = \frac{(1085.21 \text{ N } m)(0.534m)^3}{24(200 \times 10^9 \text{ N } m^2)(3.068 \times 10^{-7} m^4)} = 1.122 \times 10^{-4} rad$$



6.8 CALCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD EN FATIGA Y FACTOR DE SEGURIDAD CONTRA LA FLUENCIA.

En los dibujos (anexo II), se muestra las dimensiones del rodillo superior, por lo tanto los datos que se necesitan son: $\frac{D}{d} = \frac{50mm}{25mm} = 2$, $\frac{d}{r} = \frac{5mm}{25mm} = 0.2$, $T = 54.8N.m$

6.8.1 Factor de concentración de esfuerzo.

El factor de concentración de esfuerzo está relacionado con el esfuerzo principal máximo ordenado o bien con el esfuerzo de Von Mises

Para un eje redondo con entalle en el hombro en torsión.

$$K_{ts} = 0.78 + 0.2 \frac{D}{d}^{-10} + \frac{d}{r}^{-0.46} + \frac{0.002 + 0.125 \frac{D}{d}^2 + 0.123 \frac{D}{d}^4}{1 - 2.75 \frac{D}{d}^2 + 2.55 \frac{D}{d}^4}$$

Sustituyendo valores:

$$K_{ts} = 0.78 + 0.2 \cdot 2^{-10} + 0.2^{-0.46} + \frac{0.002 + 0.125 \cdot 2^2 + 0.123 \cdot 2^4}{1 - 2.75 \cdot 2^2 + 2.55 \cdot 2^4}$$

$$K_{ts} = 1.238$$

De la Tabla 2.1 se obtiene:

$$K_{fs} = \frac{K_{ts}}{1 + \frac{2}{r} \cdot \frac{(K_{ts} - 1)}{K_{ts}} \cdot \frac{1}{a}}$$



De tabla 2.2 se obtiene:

$$\bar{a} = \frac{139}{S_{ut}} = \frac{139}{440} = 0.316$$

Entonces:

$$K_{fs} = \frac{1.238}{1 + \frac{2}{5} \cdot \frac{1.238 - 1}{1.238} \cdot (0.316)} = 1.1742$$

Para un eje redondo con entalle en el hombro en flexión.

$$K_t = 0.622 + 0.38 \frac{D}{d}^{-4.3} + \frac{d}{r}^{-0.5} + \frac{-0.322 - 0.277 D/d^2 + 0.599 D/d^4}{1 - 2.55 D/d^2 + 5.27 D/d^4}$$

Sustituyendo valores

$$K_t = 0.622 + 0.38 2^{-4.3} + 0.2^{-0.5} + \frac{-0.322 - 0.277 2^2 + 0.599 2^4}{1 - 2.55 2^2 + 5.27 2^4}$$

$$K_{ts} = 1.378$$

De la Tabla 2.2

$$K_f = \frac{K_t}{1 + \frac{2}{r} \cdot \frac{(K_t - 1)}{K_t} \cdot \bar{a}}$$



Remplazando valores:

$$K_f = \frac{1.378}{1 + \frac{2}{5} \cdot \frac{1.378 - 1}{1.378} \cdot (0.316)} = 1.2789$$

Dicho factor de concentración de esfuerzo se aplica 10^6 ciclos o mayor.

De tabla 2.1 se obtiene:

$$K_b = \frac{d}{7.62}^{-0.107} = \frac{25}{7.62}^{-0.107} = 0.881$$

$$K_a = 4.45 S_{ut}^{-0.265} = 4.45 \cdot 440^{-0.265} = 0.887$$

6.8.2 Componentes del esfuerzo de Von Mises.

Del diagrama del momento flector se puede obtener el momento en el punto a que es el hombro, ya que este es el punto donde puede ocurrir una fractura, como se muestra en la figura 6.8.

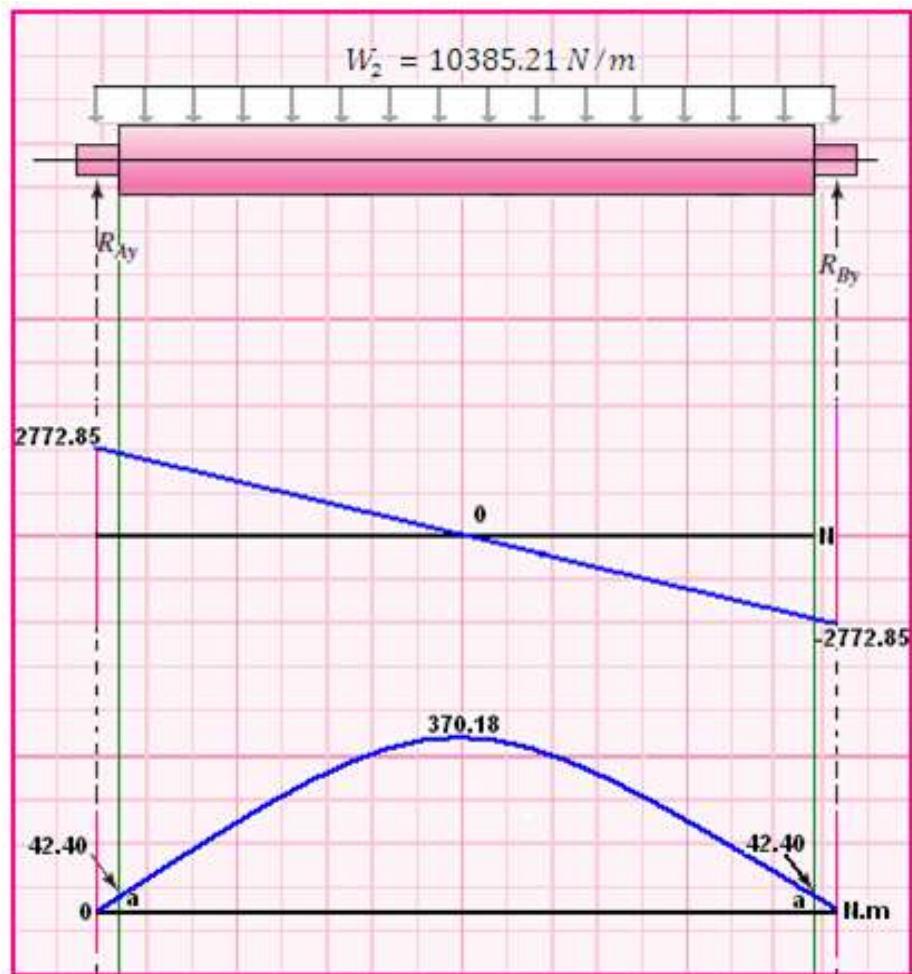


Figura 6.8 Diagrama de momento cortante y momento flector del rodillo superior

Por:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$V_x = R_{ay} - wx$$



Donde:

$$M(x) = \int V \, dx = \int \left(\frac{1}{2}wL - wx \right) dx = \frac{1}{2}wLx - \frac{1}{2}wx^2$$

Si: $x = 0.015$, $L = 0.534m$, $w = 10385.206N/m$ entonces:

$$M_x = M_a = \frac{1}{2}wLx - \frac{1}{2}wx^2$$

$$M_a = \frac{1}{2} 10385.206N/m \cdot 0.534m \cdot 0.015m - \frac{1}{2} 10385.206N/m \cdot 0.015m^2$$

$$M_a = 40.42N.m$$

Entonces la componente de la amplitud del esfuerzo de von Mises es:

$$\sigma_a = \frac{32 \cdot 1.2788 \cdot (40.42N.m)}{\pi(0.025m)^3} = 33.7Mpa$$

$$\sigma_m = \frac{16 \cdot \sqrt{3} \cdot 1.1742 \cdot (54.8N.m)}{\pi(0.025)^3} = 36.33Mpa$$

6.8.3 El límite de resistencia a la fatiga se calcula como:

$$S_e^- = 0.506S_{ut} = S_{ut}\phi_{0.30}$$



$$S_e^- = 0.506 \cdot 440 \text{ Mpa} = 222.64 \text{ Mpa}$$

De la tabla 2.1

$$S_e^+ = K_a K_b K_c K_d K_e S_{ut} \phi_{0.30}$$

Como:

$$K_c = K_d = K_e = 1$$

Entonces:

$$S_e^+ = 0.9095 \cdot 0.881 \cdot 222.64 \text{ Mpa} = 178.4 \text{ MPa}$$

$$S_a^+ = \frac{2 S_y S_e^2}{S_e^2 + S_y^2} = \frac{2 \cdot 370 \text{ Mpa} \cdot (178.4 \text{ Mpa})^2}{(178.4 \text{ Mpa})^2 + (370 \text{ Mpa})^2} = 139.6 \text{ Mpa}$$

$$S_m = S_y - S_a^+$$

$$S_m = 370 \text{ Mpa} - 139.6 \text{ pa} = 230.4 \text{ Mpa}$$

$$r_{crit} = \frac{S_a^+}{S_m} = \frac{139.6 \text{ Mpa}}{230.4 \text{ Mpa}} = 0.61$$

$$r = \frac{\sigma_a^+}{\sigma_m} = \frac{33.7 \text{ Mpa}}{36.33 \text{ Mpa}} = 0.928$$

$$S_a^- = \frac{r S_y S_e}{S_e^2 + r S_y^2}$$



$$S_a^- = \frac{0.928 \cdot 370 \text{ Mpa} \cdot (178.4 \text{ Mpa})}{(178.4 \text{ Mpa})^2 + (0.928)^2 (370 \text{ Mpa})^2} = 153.64 \text{ Mpa}$$

6.8.4 El factor de seguridad en fatiga.

De la Tabla 2.1 podemos calcular el factor de seguridad en fatiga.

$$\frac{1}{n_f} = \frac{16}{\pi d^3} \left[4 \frac{K_f M_a}{S_e}^2 + 3 \frac{K_{fs} T_m}{S_y}^2 \right]$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{16}{\pi (0.025 \text{ m})^3} \left[4 \frac{1.2789 (40.42 \text{ N.m})}{178.4 \times 10^6 \text{ N/m}^2}^2 + 3 \frac{1.1742 (54.8 \text{ N.m})}{370 \times 10^6 \text{ N/m}^2}^2 \right]$$

$$\frac{1}{n_f} = 0.213$$

$$n_f = 4.7$$

Que concuerda con:

$$n_f = \frac{S_a^-}{\sigma_a} = \frac{153.64 \text{ Mpa}}{33.7 \text{ Mpa}} = 4.7$$

6.8.5 El factor de seguridad contra la fluencia.

El factor de seguridad contra la fluencia esta dado por:

$$n_f = \frac{S_y}{\sigma_a^-}$$

Donde:

$$\sigma_a^- = \sigma_a + \sigma_m = 33.7 \text{ Mpa} + 36.33 \text{ Mpa} = 70.03 \text{ Mpa}$$

$$n_f = \frac{370 \text{ Mpa}}{70.03 \text{ Mpa}} = 5.3$$

No hay riesgo de fatiga, ni fluencia localizada, en el primer Ciclo, en el diagrama de fatiga se muestra que estos valores se encuentran en zona de seguridad.

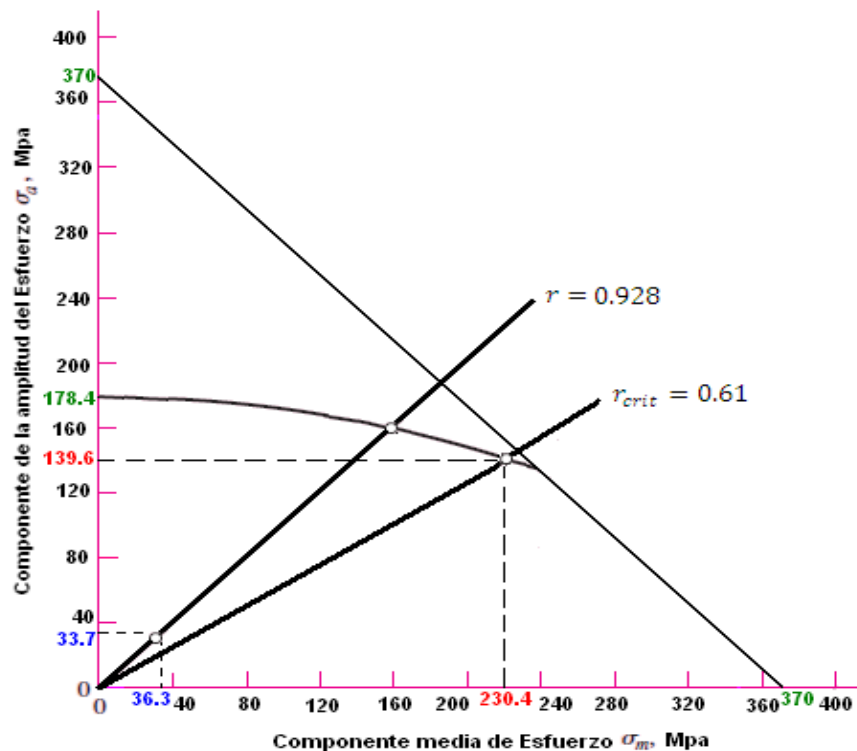


Figura 6.9 Diagrama de fatiga del diseñador del hombro, que exhibe el lugar geométrico de falla por fatiga ED-elíptico las componentes del esfuerzo en el hombro y la línea de carga.

**6.9 CALCULO PARA EL CICLO DE VIDA DE LOS RODILLOS.**

Como $\sigma_a < S_e$ y también $\sigma_a < S_y$ lo que significa que hay una vida infinita sin fluencia en el primer ciclo. El factor de concentración de esfuerzo se desconoce.

De la ecuación 2.28

$$\sigma_F = S_{ut} + 345Mpa = 440Mpa + 345Mpa = 785Mpa$$

De la ecuación 2.29 Se Calcula el exponente b

$$b = -\frac{\log(\sigma_F / S_e)}{\log(2N_e)} = -\frac{\log(785Mpa / 178.4Mpa)}{\log(2 \times 10^6)} = -0.102$$

De la ecuación 2.27 Se calcula la fracción de S_{ut}

$$f = \frac{\sigma_F}{S_{ut}} (2 \times 10^3)^b = \frac{785Mpa}{440Mpa} (2 \times 10^3)^{-0.102} = 0.821$$

De la ecuación 2.30 Se calcula la constante a .

$$a = \frac{f^2 S_{ut}^2}{S_e} = \frac{(0.821)^2 (440Mpa)^2}{178.4Mpa} = 731.35Mpa$$

Como $a = 731.35Mpa$, $b = -0.102$ se escribe el material corregido para la superficie y el tamaño sin concentración de esfuerzo, entonces el ciclo de Vida de los rodillos es:



$$N = \frac{\sigma_a}{a}^{1/b} = \frac{(33.7Mpa)^{1-0.102}}{(731.35)} = 1.22 \times 10^{13} \text{ Ciclos}$$

6.10 ESFUERZO CORTANTE VERTICAL.

Con la siguiente ecuación se puede calcular el esfuerzo cortante vertical

$$\tau_{Max} = K_{ts} \frac{4V_{max}}{3A}$$

6.10.1 Área de la sección transversal:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (0.025m)^2}{4} = 4.91 \times 10^{-4} m^2$$

6.10.2 La fuerza cortante Vertical es:

$$V_{max} = 2772.85N$$

6.10.3 El factor de concentración de esfuerzo es:

$$K_{ts} = 1.378$$

6.10.4 Entonces el esfuerzo cortante vertical máximo es:

$$\tau_{Max} = 1.378 \frac{4 \cdot 2772.85}{3 \cdot 4.91 \times 10^{-4} m^2} = 10.38 Mpa$$

$$\tau_{Max} = 10.38 Mpa$$

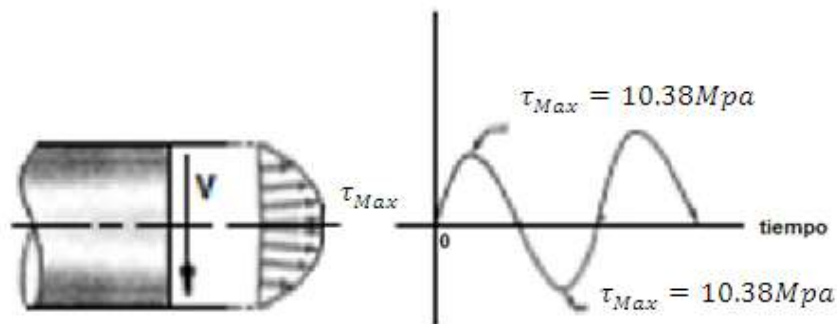

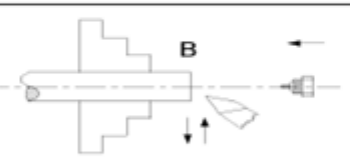
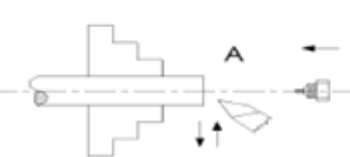
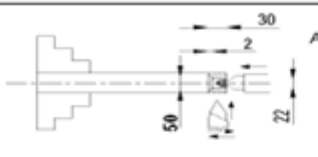
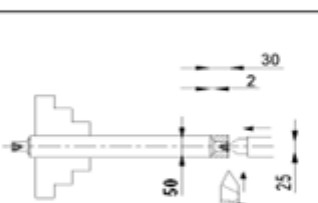
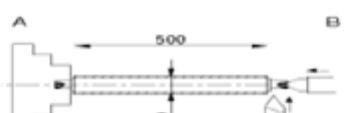


Figura 6.10 Esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante vertical

6.11 ACABADO DE LOS RODILLOS.

El acabado de los rodillos se realizó con una calidad N7. (Anexo I, Calidades Superficiales). Estos rodillos construidos en acero AISI 1018 poseen 0.18% de contenido de carbono, además trabajan en condiciones de desgaste por contacto bajo la acción de cargas, por lo que tendrá poca vida útil o una falla prematura si son sometidos a esfuerzos mayores. Por lo que se recomienda rolar láminas de acero de espesores menores a 1 mm.

6.12 ORDEN DE EJECUCION DE LOS RODILLOS.

ORDEN DE EJECUCION DEL RODILLO SUPERIOR			
Nº	Denominación Operación	Esquema	Datos Tecnicos <small>S= (avances) mm/rev Vc= (velocidad corte) m/min</small>
1	1.1. Cortar 1.2. Verificar medidas en bruto.		Regimen de corte.
2	2.1. Sujetar, centrar pieza lado 2.2 Refrensar cara B 2.3 Pasar broca de centro.		n=430 RPM S=0.4 Vc=65
3	3.1. Invertir y centrar pieza 3.2. Refrentar cara A=560 3.3. Pasar broca de Centros		n=430 RPM S=0.6 Vc=65
4	4.1. Centrar pieza con punto. 4.2. Cilindrar lado A con medidas 4.3. Eliminar rebabas		n=430 RPM S=0.2 Vc=65
5	5.1. Invertir y centrar la pieza con punto 5.2. Cilindrar el lado B con medidas 5.3. Eliminar rebabas		n=430 RPM S=0.2 Vc=35.45
6	6.1 Sujetar y centrar pieza con ayuda de punto. 6.2. Cilindrar medidas: Ø 48 * 500 6.3 Eliminar rebabas.		n=550 RPM S=0.2 Vc=85



CAPÍTULO VII

DISEÑO DEL SISTEMA DE ENGRANAJE, COJINETE Y CUÑAS.

7.1 SISTEMA DE TRANSMISIÓN.

El sistema de transmisión que se dispuso fue de tres engranajes de dientes rectos (sistemas de engranajes), por lo que es necesario la fabricación y adquisición del material en el mercado local. (Figura 7.1) Se consideró que su accionamiento va ser por medio de un motor eléctrico, además que los engranajes son el medio más empleado para transmitir fuerza, debido a que no patinan. Este sistema tiene por objeto transmitir el movimiento, sin deslizamiento, entre ejes próximos o distantes.



Figura 7.1 Sistema de Transmisión

Cuando, seleccionamos el motor, definimos el par torsional que trabaja el sistema de engrane que fue 51.75 N-m para el engrane inferior y 17.25 para los engranes superiores, como se muestra en la figura. Sabemos que los tres engranes tienen el mismo diámetro, la misma masa, momento de inercia, misma velocidad angular. Se dimensionó un diámetro de paso para los engranes de 65mm.



De la tabla 1 (Anexo I) se ve los módulos normalizados se tomo $m = 2.5mm$ para evitar que se desgaste los dientes.

7.1.1 Numero de dientes.

$$N_a = N_b = N_c = \frac{D_a}{m} = \frac{65mm}{2.5mm} = 26 \text{ dientes}$$

7.1.2 Paso diametral.

$$P_d = \frac{1}{m} = \frac{1}{2.5mm} = 0.4 \text{ Dientes/mm}$$

7.1.3 Paso circular.

$$P = \frac{\pi D}{N_a} = \frac{\pi(65.0mm)}{26} = 7.854mm$$

7.1.4 Addendum o altura de cabeza.

$$a = \frac{1}{P_d} = \frac{1}{0.4} = 2.5mm$$

7.1.5 Relación de velocidad.

$$Vr = \frac{\omega_a}{\omega_b} = \frac{N_b}{N_a} = \frac{D_o}{D_p} = 1$$

7.1.6 Dedendum o altura del pie.

$$b = \frac{1.25}{P_d} = \frac{1.25}{0.4} = 3.125mm$$

**7.1.7 Holgura.**

$$c = \frac{0.25}{Pd} = \frac{0.25}{0.4} = 0.625mm$$

7.1.8 Ancho de la cara.

Se especifica el ancho de la cara con los siguientes intervalos recomendados:

$$\frac{8}{Pd} < F < \frac{16}{Pd} \quad \text{Valor nominal} \quad F = \frac{12}{Pd}$$

$$F = \frac{12}{(0.4)} = 30mm$$

7.1.9 Diámetro exterior.

$$D_{aP} = D_{bP} = D_{cP} = \frac{N_a + 2}{Pd} = \frac{26 + 2}{0.4} = 70mm$$

7.1.10 Diámetro de la raíz.

$$D_{ra} = D_{rb} = D_{rc} = D_a - 2b = 65mm - 2(3.125mm) = 58.75mm$$

7.1.11 Profundidad de trabajo.

$$h_k = 2a = 2(2.5mm) = 5mm$$

7.1.12 Espesor de diente.

$$t = \frac{\pi}{2Pd} = \frac{\pi}{2 * (0.4)} = 3.927mm$$

**7.1.13 Distancia entre centros de los engranes.**

$$C = \frac{N_o + N_p}{2Pd} = \frac{26 + 26}{2(0.4)} = 65mm$$

Entre los engrane superiores es:

$$C = 84mm$$

7.1.14 Diámetro de circulo base.

De tabla 23 se ve tres tipos diferentes de ángulo de presión se tomo $\phi=20^\circ$ con el objetivo de asegurar que no haya interferencia.

$$Dbp = Dp * \cos\phi = 65mm * \cos 20^\circ = 61.08mm$$

7.1.15 Relación de contacto.

$$m_f = \frac{\sqrt{R_{ap}^2 + R_{gp}^2} + \sqrt{R_{bp}^2 + R_{gp}^2} - C \sin\phi}{P \cos\phi}$$

$$R_{ap} = R_{bp} = \frac{N_a + 2}{2Pd} = \frac{26 + 2}{(2)(0.4)} = 35mm$$

$$R_{gp} = \left(\frac{N_a}{2Pd}\right) * \cos\phi = \left(\frac{26}{2 * 0.4}\right) * \cos 20^\circ = 30.54mm$$

$$c = 65mm$$

$$P = 7.854$$



Entonces la relación de contacto es:

$$m_f = \frac{\sqrt{35mm^2 + 30.54mm^2} + \sqrt{35mm^2 + 30.54mm^2} - 65\text{sen}20^\circ}{7.854\text{cos}20^\circ} = 1.621$$

7.1.16 Fuerza tangencial ejercida por los engranajes Wt .

$$Wt = \frac{2P}{D_w} = \frac{T}{R} = \frac{51.754N - m}{0.0355m} = 1457.96 N$$

7.1.17 Velocidad lineal.

$$V = \frac{\pi * D * n_p}{60} = \frac{\pi * 0.065m * 26.923}{60} = 0.091 m/s$$

Como las velocidades son bastante pequeñas se considera el factor dinámico $K_v = 1$, para cualquier número de calificación de la exactitud de la transmisión Q_v .

7.1.18 Factor de tamaño sugerido, K_s .

De la tabla 9-6 se ve factores de tamaño sugeridos. Se toma $K_s = 1$. Para módulos métricos $m \leq 5$ porque los dientes del engrane son relativamente pequeños.

7.1.19 Factor de distribución de carga, K_m .

Se puede calcular para transmisiones de engranes cerrados; para este diseño se toma $F = 30mm$ (1.18pulg) de ancho de cara como se muestra en los dibujos del motor y de los rodillos.

$$\frac{F}{D} = \frac{30mm}{60mm} = 0.5$$



De la figura 8 (Anexo I), se obtiene las siguientes ecuaciones;

$$C_{pf} = \frac{F}{10Dp} - 0.0375 + 0.0125F$$

$$C_{pf} = \frac{(30mm)}{10 * 65mm} - 0.0375 + 0.0125(30) = 0.0437$$

$$C_{ma} = 0.127 + 0.0158F - 1.093 \times 10^{-4} F^2 = 0.127 + 0.0158(1.18) - 1.093 \times 10^{-4} (1.18)^2$$

$$C_{ma} = 0.1516$$

$$K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma}$$

$$K_m = 1 + 0.0437 + 0.1516$$

$$K_m = 1.1953$$

7.1.20 Factor de espesor de orilla, K_d .

Se puede considerar que el factor por espesor de orilla $K_d = 1$ porque los engranes se fabrican a partir de modelos solidos. Ahora se puede calcular el esfuerzo S_{tf} primero se calcula con el engrane inferior.

7.1.21 Factor de sobrecarga K_o .

El factor de sobrecarga se determina de tabla. Para un motor eléctrico que hace girar lo rodillos $K_o = 1.75$ es un valor razonable.

**7.1.22 Esfuerzo en los dientes de los engranajes.**

Con la siguiente ecuación se puede calcular el esfuerzo en los dientes de los engranajes.

$$\sigma_t = \frac{Wt}{mFJ} = \frac{14592.43N}{2.5 * 10^{-3}m * 0.030m * 0.35} = 55.6.MPa$$

Ahora se puede calcular el esfuerzo S_{tc} . Primero se calcula con el engrane interior que esta montado sobre el motor.

$$S_t = \sigma_t * K_0 * K_s * K_m * K_B * K_V$$

$$S_t = 58.9MPa * 1.75 * 1 * 1.17 * 1 * 1$$

$$S_t = 116.45MPa$$

Para los engranes interiores como $J_a = J_b = J_c$

$$S_{at} = S_{tb} = S_{tc} * \frac{J_a}{J_c} = 116.45MPa$$

7.1.23 Factor de diseño.

$$S_{at} = 2(116.45MPa) = 233.9MPa$$

Este es un valor razonable de esfuerzo a la dureza del material grado 1 s HB255 como se muestra en la figura 1. Se procede con el diseño del sistema para resistencia a la picadura. Los tres engranes son de acero de tabla 22 obtenemos $c_p = 191$ de la figura (Anexo I) Tenemos la relación con la de engrane $N_c/N_a = 1$



$$I = 0.081$$

7.1.24 El esfuerzo de contacto.

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{W_t * K_0 * K_s * K_m * K_v}{F * D_p * I}}$$

$$S_c = 191 \sqrt{\frac{(1592.43N)(1.75)(1)(1.17)(1)}{(30mm)(65mm)(0.081)}} = 867.8MPa$$

Si se convierte en Ksi, se obtiene $S_c = 125.86Ksi$, según tabla 1 (Anexo I), la dureza superficial requerida es de 55-64 HRC cementado Grado 1. La selección de materiales de tabla 7 (Anexo I), para aceros cementados, es la siguiente:

AISI 1020 SWQT $S_u = 889 MPa$ Elongación 11%, Grado 1
Cementar a HRC 55 Mínimo.

7.1.25 Numero ciclo de esfuerzo para cada diente del engrane.

De tabla 5 (Anexo I) vida de diseño recomendada para un motor eléctrico

$$L = 20,000hr$$

$$N_{cc} = 60L * n_c * q = (60)(20000h)(70)(1) = 8.4 * 10^7 \text{ ciclos}$$

7.1.26 Limite de tamaño:

El diámetro del eje en que está montado los engranes en los rodillos es de 22mm. Los engranes deben girar de modo confiable sobre el eje. Para esta



aplicación debería ser satisfactorio un ajuste RC5 de acuerdo a tabla 19 (Anexos I). Los límites de tolerancia para el orificio son (+1.0pulg y 0pulg) o bien (+0.0254m y -0m).

7.1.27 Orificio del engrane.

$$22mm + 0.0254mm = 22.0254mm \quad (maximo)$$

$$22mm - 0.000mm = 22.000 \quad (minimo)$$

Se observa que el orificio mínimo es el tamaño básico. Los límites de tolerancia para el eje son -1.2 y -1.9 (-0.03048 y -0.04826)

7.1.28 Diámetro del eje

$$22mm - 0.03048mm = 21.96952mm \quad (maximo)$$

$$22mm - 0.04826mm = 21.95174mm \quad (minimo)$$

La holgura máxima se obtiene al combinar el eje mínimo con el orificio máximo. Por el contrario, al combinar el eje máximo con el eje mínimose obtiene la holgura mínima. En consecuencia los límites de la holgura son.

$$22.0254mm - 21.95174mm = 0.07366mm \quad (maximo)$$

$$22.0000mm - 21.96952mm = 0.03048mm \quad (minima)$$

Estos valores coinciden con los límites de la holgura. Observe que la tolerancia total del eje es de 0.0007 pulg om bien (0.001778mm) para el orificio es de 0.001 pulg (0.0254mm), ambos valores son relativamente bajos.

De la figura 18 se puede definir la rugosidad superficial

Para el eje $\Phi_{eje} = 0.01778mm$

La rugosidad superficial (R_a en μm) según NC es $R_a = 1.6$

La rugosidad superficial (R_z en μm) según Norma GOST es $R_z = 7$

Para el orificio $T=0.0254mm$

La rugosidad superficial (R_a en μm) según NC es $R_a = 3.2$

La rugosidad superficial (R_z en μm) según Norma GOST es $R_z = 6$

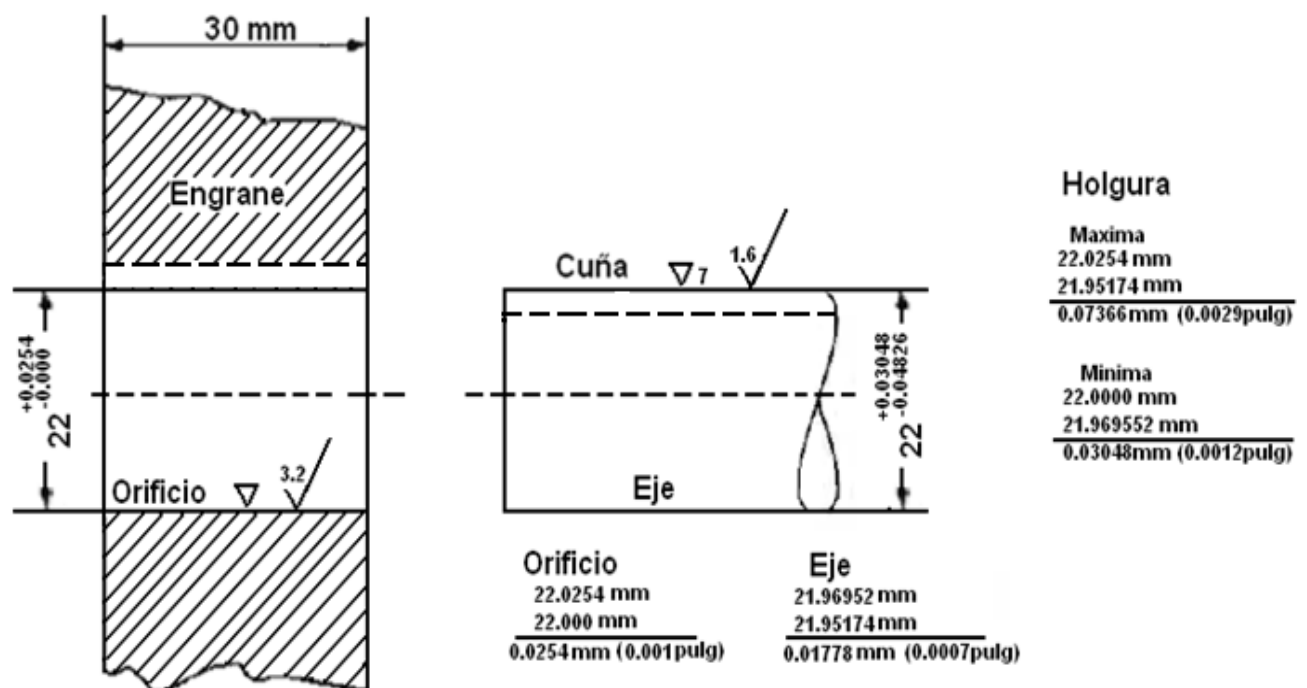


Figura 7.2 Ajuste y Tolerancia del eje y del orificio



7.2 DISEÑO DEL COJINETE O BUJE.

7.2.1 selección del material para el buje.

El cojinete o buje soporta una carga radial de 2772.85N, de un eje que tiene un diámetro de 25mm y que gira a 70rpm.

7.2.2 Diámetro tentativo.

$$D = D_{min} = 25mm = 0.025m$$

7.2.2.1 Longitud del buje.

$$L = 30mm = 0.030m$$

7.2.3 Presión en el buje.

$$P = \frac{F}{LD} = \frac{2772.85N}{(0.025m)(0.030m)} = 3697.113KPa$$

7.2.4 Velocidad del muñón.

$$V = \frac{\pi n D}{60} = \frac{\pi(70)(0.025)}{60} = 0.092m/s$$

7.2.5 Factor PV.

$$PV = (3697.113KPa)(0.092m/s) = 338.77KPa.m/s$$



7.2.6 Valor de diseño.

$$PV = 2(338.77 \text{ KPa} \cdot \text{m/s}) = 677.535 \text{ KPa} \cdot \text{m/s}$$

De acuerdo a la tabla que se presenta a continuación se puede seleccionar el material adecuado para el buje.

Material	Factor PV	
	Psi. Pies/min	Kpa.m/s
Bronce al manganeso (C86200)	150000	5250
Bronce de aluminio (C93200)	125000	4375
Bronce de de estaño con plomo (C93200)	75000	2625
Bronce foroso implegado en aceite	50000	1750
PTFE Rulon; Forrom	25000	875
Bronce fosfórico	21000	735
Grafito metalizado	15000	525

Como se muestra en la tabla se podrá usar un buje de bronce fosfórico, con un valor nominal de $PV = 735 \text{ KPa} \cdot \text{m/s}$

El material del soporte donde se va a montar el buje, fue una decisión de diseño. Se tomo acero AISI 1018 CD.

7.2.7 Limite de tamaño.

El buje de bronce fosfórico se va a instalar dentro de un soporte de acero como se muestra en los dibujos (anexo). Se definió que el diámetro interior del buje es de 25mm (0.9843pulg). El soporte de acero tiene un diámetro nominal de 30mm (1.181pulg) y su longitud es de 40mm (1.575pulg).



Los limite de tamaño para los diámetro exterior del buje y el diámetro del soporte, para obtener un ajuste a alta precisión se tomo FN3. Se determinan los límites de interferencia que resultan.

Para la interferencia máxima obtenida, se calcula la presión que se desarrolla entre el buje y el soporte, el esfuerzo de esos dos elementos y la deformación en ellos.

Se uso 200Gpa para el acero y 117.2Gpa para el bronce, también se uso 0.27 en ambos materiales

De tabla 18 (anexo) se ve para un tamaño de la pieza de 30mm (1.1811pulg) en la superficie de contacto. Los límites de tolerancia sobre el orificio y el elemento son +0.8 y -0. (20.32 μ m y 0.0 μ m).Al aplicarlo para el tamaño básico se obtiene los limite de dimensiones para el orificio, en el soporte de acero.

$$30mm + 0.02032mm = 30.02032mm \quad (Máxima)$$

$$30mm + 0.0000mm = 30.0000mm \quad (Mínima)$$

Para el inserto de bronce los límites de tolerancia son +2.1 y +1.6 (53.34 μ m y 40.64 μ m) entonces los límites de tamaño para el diámetro exterior del buje son:

$$30mm + 0.05334mm = 30.05334mm \quad (Máxima)$$

$$30mm + 0.04046mm = 30.04064mm \quad (Mínima)$$

Los límites de interferencia seria de 0.8 a 2.1 (20.32 y 53.34 μ m)



7.2.8 Presión máxima.

La presión máxima se producirá con la interferencia máxima que es de 0.0021pulg (0.05334mm).

$$P_{Max} = \frac{\delta}{b \left[\frac{1}{E_0} \left(\frac{c^2 + b^2}{c^2 - b^2} + \nu_0 \right) + \frac{1}{E_i} \left(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} + \nu_i \right) \right]}$$

Los valores que se necesitan son:

$$a = \frac{D_i}{2} = \frac{25mm}{2} = 12.5mm = 0.0125m$$

$$b = \frac{D_0}{2} = \frac{30mm}{2} = 15mm = 0.015m$$

$$c = \frac{L_0}{2} = \frac{40mm}{2} = 20mm = 0.020m$$

Ahora podemos calcular la presión máxima

$$P_{Max} = \frac{5.334 \times 10^{-5}}{(0.015) \left[\frac{1}{200 \times 10^9} \left(\frac{(0.02)^2 + (0.015)^2}{(0.02)^2 - (0.015)^2} + 0.27 \right) + \frac{1}{117.2 \times 10^9} \left(\frac{(0.015)^2 + (0.0125)^2}{(0.015)^2 - (0.0125)^2} + 0.27 \right) \right]}$$

$$P_{Max} = 55.373 Mpa$$



7.2.9 Esfuerzo de tensión y de compresión.

El esfuerzo de tensión en el soporte de acero es:

$$\sigma_o = P_{Max} \left[\frac{c^2 + b^2}{c^2 - b^2} \right] = (55.373 Mpa) \left[\frac{(0.02m)^2 + (0.015m)^2}{(0.02m)^2 - (0.015m)^2} \right] = 197.761 Mpa$$

El esfuerzo de compresión en el buje de bronce fosfórico es:

$$\sigma_i = -P_{Max} \left[\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} \right] = -(55.373 Mpa) \left[\frac{(0.015m)^2 + (0.0125m)^2}{(0.015m)^2 - (0.0125m)^2} \right] = -307.07 Mpa$$

7.2.10 Incremento y decremento de diámetros.

El incremento de diámetro del soporte de acero es:

$$\delta_o = \frac{2bP_{Max}}{E_o} \left(\frac{c^2 + b^2}{c^2 - b^2} + \nu_o \right)$$

$$\delta_o = \frac{2(0.015m)(55.373 \times 10^6 N/m^2)}{200 \times 10^9 N/m^2} \left(\frac{(0.02m)^2 + (0.015m)^2}{(0.02m)^2 - (0.015m)^2} + 0.27 \right)$$

$$\delta_o = 3.1907 \times 10^{-5} m = 0.031907 mm$$

El decremento de diámetro del buje de bronce fosfórico es:

$$\delta_i = \frac{2bP_{Max}}{E_i} \left(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} + \nu_i \right)$$



$$\delta_o = \frac{2(0.015m)(55.373 \times 10^6 \text{ N/m}^2)}{117.2 \times 10^9 \text{ N/m}^2} \left(\frac{(0.015m)^2 + (0.0125m)^2}{(0.015m)^2 - (0.0125m)^2} + 0.27 \right)$$

$$\delta_o = 7.47742 \times 10^{-5} m$$

$$\delta_o = 0.0747742 mm$$

7.2.11 Interferencia total.

$$\delta_T = \delta_o + \delta_i = 0.03107 mm + 0.0747742 mm = 0.1067 mm$$

7.3 DISEÑO DE CUÑAS.

Las chavetas son elementos que se usa normalmente para sujetar piezas como engranajes, poleas, ejes, etc.; de modo que pueda transmitir momentos de rotación (Figura 7.3). Éstas sujetan al eje inferior conjuntamente con los anillos de separación y las ruedas dentadas; se construyeron mediante conformado en arranque de viruta en acero AISI 1020 CD (a continuación se detalla los cálculos), con dimensiones según la norma ANSI una calidad de acabado N7. (Anexo I): Tabla Chavetas y Calidades Superficiales.



Figura 7.3 Chavetas



7.3.1 Cuñas para los rodillos inferiores.

En la parte de los ejes donde se va a montar los engranajes superiores tienen 22mm de diámetro, los engranajes transmiten 17.25N-m de par torsional, los rodillos son de acero AISI 1018 estirado en frío. El ancho del cubo del engrane que se montara en ese lugar es de 32mm. De acuerdo a la tabla 9(anexo I) las dimensiones estándar de cuña para un eje de 22mm diámetro sería una cuña cuadrada de 3/16 pulg, $w=3/16$ pulg $h=3/16$ pulg la selección del material es una decisión de diseño se escoge acero AISI 1020CD que es el recomendado con $S_y = 325\text{Mpa}$.

Una comprobación de la resistencia de fluencia de los tres materiales en la cuña, el eje y el cuñero indican que la cuña es el material más fuerte.

7.3.2 Longitud Mínima de la Cuña.

Se puede emplear la siguiente ecuación, para calcular la longitud mínima de la cuña. Se toma $N=3$ que es el adecuado.

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} = \frac{4(17.23\text{N} - m)(3)}{(0.022m)(4.2625 * 10^{-3}m)(352 * 10^6\text{N}/m^2)} = 5.62 \times 10^{-3}m$$

Esta longitud es bastante menor que el ancho del cubo de los engranes. Observe que en el diseño del eje incluye anillo de retención en los engranes, se prefiere mantener el cuñero bastante distante de las ranuras de los aros, por lo tanto se especifica que la longitud de la cuña es de 40 mm (1.575 pulg). Se tomo esta debido a que es su longitud máxima.

La cuña tiene la siguiente característica:

Material	AISI 1020CD
Ancho	4.76mm
Altura	4.76mm
Longitud	40mm

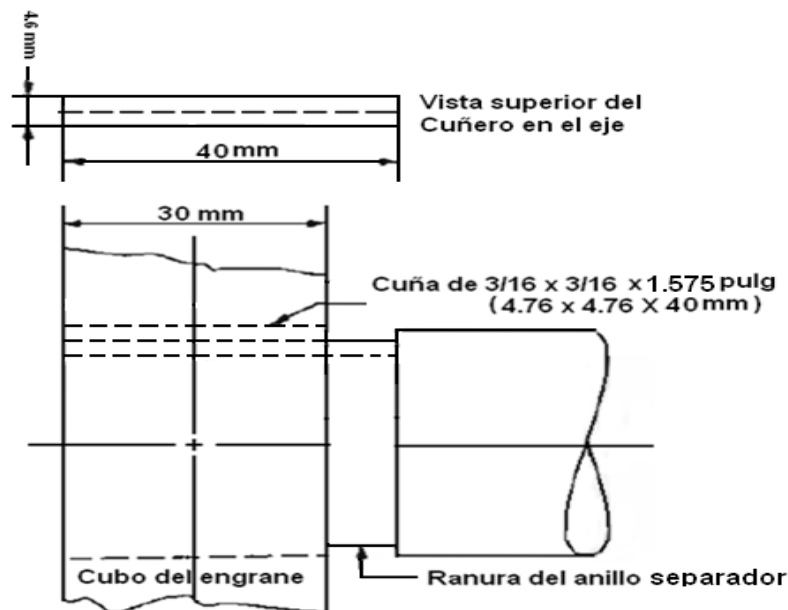


Figura 7.4 Detalle del diseño propuesto de la cuña y cuñero.

7.3.3 Altura de cuerda.

$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2} = \frac{22mm - \sqrt{22mm^2 - 4.7625^2}}{2} = 0.261mm$$

7.3.4 Profundidad de cuñero en el eje.

$$S = D - Y - \frac{H}{2}$$



$$S = 22mm - 0.261mm - \frac{4.76mm}{2} = 19.358mm$$

7.3.5 Profundidad del cuñero en el cubo.

$$T = D - Y + \frac{H}{2} + C = 22mm - 0.261mm + \frac{4.76mm}{2} + 0.127mm = 24.25mm$$

7.3.6 Esfuerzo de compresión.

$$\sigma = \frac{F}{Ac} = \frac{4T}{DLH} = \frac{4(17.25N - m)}{(0.022m)(0.040m)(4.76 * 10^{-3}m)} = 16.47 MPa$$

7.3.7 Esfuerzo cortante.

$$\tau = \frac{F}{As} = \frac{2T}{DWL} = \frac{2(17.25N - m)}{(0.022m)(0.0381m)(4.76 * 10^{-3}m)} = 8.232Mpa$$

7.3.8 Fuerza sobre la cuña.

$$F = \frac{T}{D/2} = \frac{17.2513N_m}{0.022m/2} = 1568.3N$$

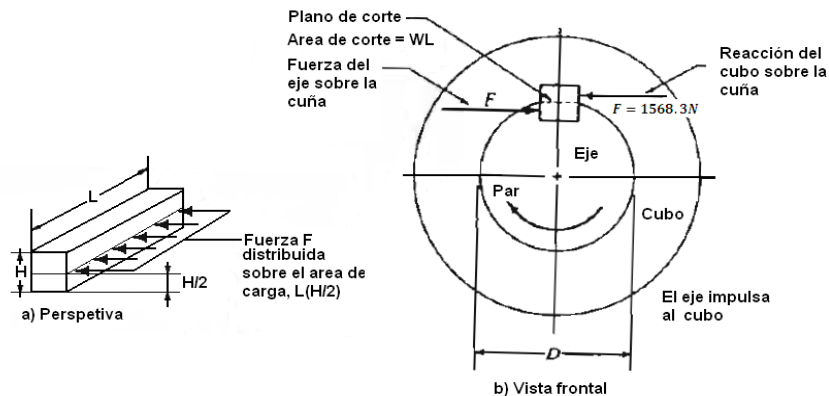
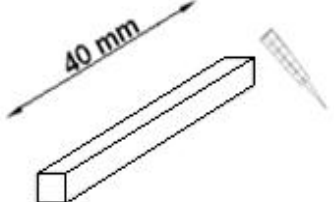
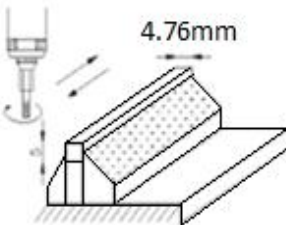


Figura 7.5 Fuerza sobre la cuña.

7.3.9 Orden de ejecución.

El proceso de manufactura de las cuñas es mediante proceso de fresado se construyó mediante conformado con arranque de viruta en acero AISI 1020 CD

ORDEN DE EJECUCIÓN DE LA CUÑA			
Nº	Denominación Operación	Esquema	Datos Técnicos $n = \text{R.P.M.}$ $S = (\text{avance}) \text{ mm/rev}$ $V_c = (\text{velocidad corte}) \text{ m/min}$
1	1.1. Cortar a medida. 1.2. Dar acabados en los extremos.		Régimen de Corte
2	2.1. Sujetar y centrar pieza en la fresadora. 2.2. Aplanar caras a medida. 2.3. Verificar medidas.		$n = 430$ $S = 0.4$ $V_c = 25$



CAPITULO VIII
DIMENSIONAMIENTO Y CONSTRUCCIÓN DE LA ROLADORA
SEMIAUTOMÁTICA.

8.1 Dimensionamiento de la base soporte.

El dimensionamiento que se realizó fue tomando como base algunas máquinas existentes en catálogos de productos para la industria, talleres de reparación y empresas visitadas (incluso la universidad).

Recopilado lo mejor de cada una de estas fuentes de información y aprovechando los recursos existentes en el medio, la roladora tiene los siguientes elementos que la constituyen:

Esta sirve de soporte de todo el equipo, a la vez que le da el cuerpo y la forma ala misma, debe ser lo suficientemente rígida y estable para facilitar su operación; además debe evitar que los elementos que sobre ella están sufran algún daño si se produce una caída.

Sobre la misma se montan los rodillos y demás mecanismos, por esta razón se optó por construir cuatro columnas verticales en un ángulo L 30x30 espesor de 3mm, que conjuntamente con cuatro placas cuadradas base de 50x50, espesor de 3 mm, en cada columna complementan la estabilidad, y transmiten las cargas al piso; de manera que permanezca firme. (Figura 8.1)

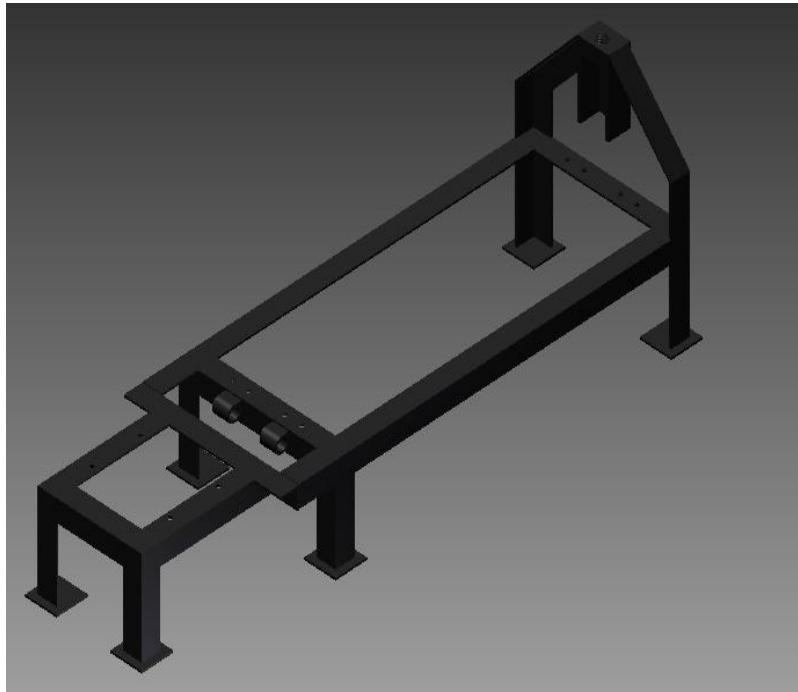


Figura 8.1 Base Soporte.

Posee dos bisagras y un soporte que contiene una tuerca whitworth normal DIN (M22x3x22)mm , que va soldada con electrodo E-6011 $\varnothing=3/16$ pulg. (Anexo I: Tabla Electrodo, Tabla Elementos Normalizados)

Este material se cotiza en el mercado local y se construye mediante conformado con arranque de viruta y soldadura en acero ASTM A-36.

En las láminas que se presenta a continuación constan el proceso de fabricación y la orden de operación de la base soporte y sus elementos.

8.1.1 Acabado de la base soporte.

El acabado del soporte base tiene las siguientes calidades; en la fabricación de la tuerca; para los taladrados y fresados realizados con herramientas de acero rápido N9, en los ángulos que son cortados por aserrado y por ende el amolado de sus caras N8. (Anexo I, Calidades Superficiales)

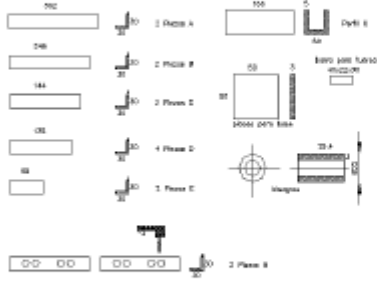
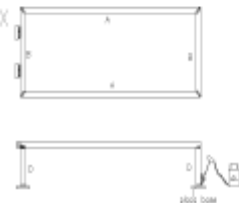
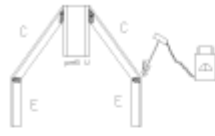
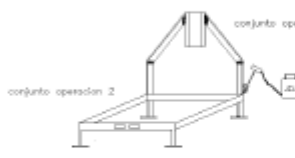
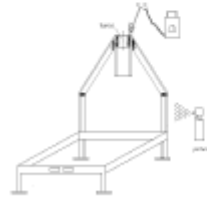
ORDEN DE EJECUCIÓN			
Nº	Denominación Operación	Esquema	Datos Técnicos n = R.P.M. S = (avances) mm/rev Vc=(velocidad corte)m/min A= Amperios
1	1.1. Verificar medidas en bruto. 1.2. Cortar a medida: Ángulo L. Preparar soporte. Cortar 2 bisagras. 1.3. Taladrar manualmente agujeros a medida en B. 1.4. Eliminar filos cortantes.		Régimen de Corte
2	2.1. Soldar piezas A ,B y D a medida. 2.2. Soldar bisagras lado X en pieza B a medida. 2.3. Soldar placas base en piezas D.		E 6011 A = 105 E 6013 A = 130
3	3.1. Soldar piezas E y C a medida. 3.2. Soldar soporte con piezas E y C a medida.		E 6011 A = 105 E 6013 A = 130
4	4.1. Unir conjuntos soldados operaciones 2 y 3 a medida.		E 6011 A = 105 E 6013 A = 130
5	5.1. Soldar tuerca 7/8" en soporte. 5.2. Pasar amoladora. 5.3. Limpiar conjunto. 5.4. Eliminar rebabas. 5.5. Pintar conjunto con pintura anticorrosiva color negro.		E 6011 A = 105 E 6013 A = 130

Figura 8.2 Orden de ejecución del Base Soporte

8.2 SISTEMA DE DESMONTAJE MANUAL.

Constituye un soporte que permite un fácil desmontaje del rodillo superior para retirar la pieza trabajada. (Figura 8.3)



Figura 8.3 Soporte de Desmontaje

Construido mediante conformado con arranque de viruta en acero ASTM A36, conjuntamente con una tuerca interna whitworth normal (M22x3x22) mm, la misma que va soldada en su extremo superior con electrodo E-6011 $\varnothing=3/16$ pulg. (Anexo I: Tabla Electrodos, Tabla Materiales)

Y en su extremo inferior va soldado una bisagra donde se acopla un eje de dimensiones (\varnothing 19.05x 116) mm, construido en acero AISI 1018. (Figura 8.4)



Figura 8.4 Eje

8.2.1 Acabado del desmontaje manual.

El acabado del sistema de desmontaje manual se realizó con calidad N7 y para el eje con una calidad N7. (Anexo I).



ORDEN DE EJECUCIÓN			
Nº	Denominación Operación	Esquema	Datos Técnicos n = R.P.M. S= (avance) mm/rev Vc= (velocidad corte) m/min
1	1.1. Cortar. 1.2. Verificar medidas en bruto.		Régimen de Corte
2	2.1. Sujetar, centrar pieza. 2.2. Refrentar primera cara. 2.3. Invertir pieza. 2.4. Refrentar cara a medida. 2.5. Realizar chaflán 1x45° 2.6. Eliminar aristas vivas.		n = 290 S = manual Vc = 25

Figura 8.5 Orden de ejecución del eje


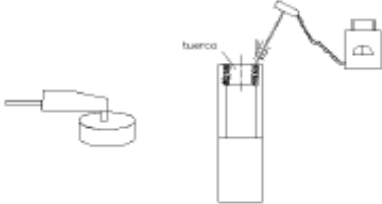
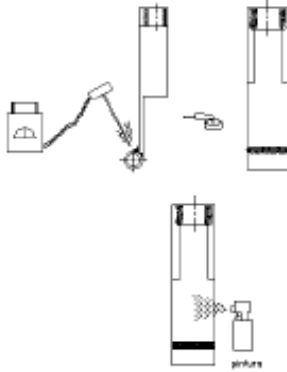
ORDEN DE EJECUCIÓN			
Nº	Denominación Operación	Esquema	Datos Técnicos n = R.P.M. S = (avance) mm/rev V_c = (velocidad corte) m/min A = Amperios
1	1.1. Cortar material. 1.2. Eliminar filos cortantes. 1.3. Verificar medidas.		Régimen de Corte
2	2.1. Soldar tuerca 7/8" en perfil U. 2.2. Pasar amoladora. 2.3. Limpiar conjunto. 2.4. Eliminar rebabas.		E 6011 A = 105 E 6013 A = 130
3	3.1. Soldar bisagra según plano de taller. 3.2. Eliminar rebabas. 3.3. Limpiar conjunto. 3.4. Pintar con pintura anticorrosiva color negro.		E 6011 A = 105 E 6013 A = 130

Figura 8.6 Orden de ejecución del sistema de desmontaje manual

8.3 TORNILLO DE ELEVACIÓN.

Estos constituyen dos tornillos de elevación, contruidos mediante conformado con arranque de viruta en acero AISI 1018 de dimensiones ($\varnothing 25.4 \times 127$) mm y rosca whitworth normal DIN 11 con paso de 3 mm y diámetro exterior (7/8 pulg.) 22.0 mm, (Anexo I Elementos Normalizados) donde se encuentra acoplado con el soporte superior mediante un pasador de ($\varnothing 8 \times 30$) mm. (Figura 8.7). Su desplazamiento es manual por medio de un eje pasador de ($\varnothing 12.7 \times 120$) mm, que sirve de apoyo al operario para subir y bajar en forma vertical al rodillo superior.



Figura 8.7 Tornillo de Elevación y Eje Pasador

8.3.1 Acabado del tornillo de elevación.

El acabado de los tornillos de elevación se realizó con calidad N6 para la rosca y demás superficies, para el eje-pasador y el pasador se realizó con una calidad N7. (Anexo I, Calidades Superficiales)

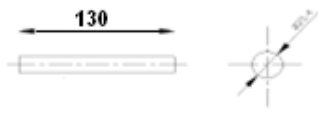
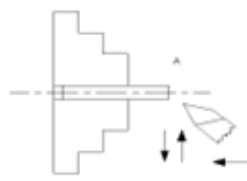
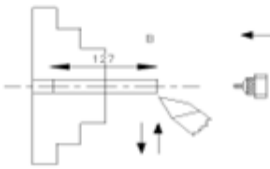
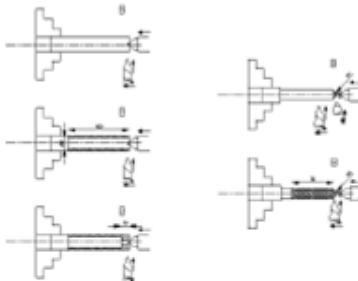
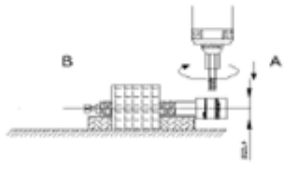
ORDEN DE EJECUCIÓN			
Nº	Denominación Operación	Esquema	Datos Técnicos n = R.P.M. S= (avance) mm/rev Vc=(velocidad corte)m/min
1	1.1. Cortar. 1.2. Verificar medidas en bruto.		Sierra Alternata
2	2.1. Sujetar y centrar pieza lado B. 2.2. Refrentar cara A.		n = 550 S = 0.4 Vc = 45
3	3.1. Invertir y centrar pieza. 3.2. Refrentar cara B a medida. 3.3. Pasar broca de centros.		n = 820 S = 0.6 Vc = 15
4	4.1. Centrar pieza con punto. 4.2. Cilindra Ø 22 x 100 mm. 4.3. Cilindrar Ø 16 x 19 mm. 4.4. Realizar ranura R4 mm. 4.5. Realizar roscado. Datos tablas: Rosca whitworth Paso = 2.822 mm Ø exterior = 7/8" 4.6. Verificar medidas. 4.7. Eliminar rebabas.		n = 550 S = 0.2 Vc = 35 Roscado n = 215 S = 0.2 Vc = 15
5	5.1. Sujetar y centrar pieza en taladradora. 5.2. Realizar agujero Ø12.7mm pasante. 5.3. Eliminar rebabas.		n = 820 S = 0.2 Vc = 25

Figura 8.8 Orden de ejecución del tornillo de elevación.

8.4 ANILLO SEPARADOR.

Estos constituyen dos anillos de separación contruidos mediante conformado con arranque de viruta, en acero AISI 1018 el mayor de los anillos es de ($\varnothing 57 \times 10$) mm y el menor ($\varnothing 52 \times 9$) mm los mismos que son encargados de evitar e rozamiento. (Figura 8.9) En el centro poseen un agujero pasante de $\varnothing 22$ y un chavetero para sujetar al eje. (Anexo II)



Figura 8.9 Anillos de Separación

8.4.1 Acabado del anillo separador.

El acabado de los anillos separadores se realizó con calidad N9 para el diámetro exterior y N7 para el agujero del centro. (Anexo I, Calidades Superficiales)

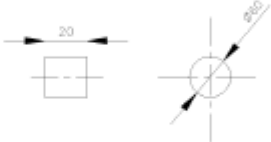
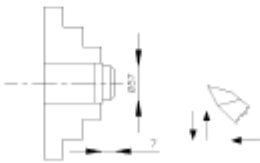
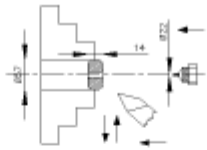
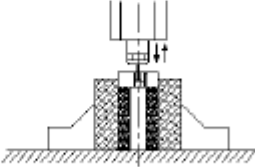
ORDEN DE EJECUCIÓN			
Nº	Denominación Operación	Esquema	Datos Técnicos n = R.P.M. S= (avance) mm/rev Vc=(velocidad corte)m/min
1	1.1. Cortar. 1.2. Verificar medidas en bruto.		Régimen de Corte
2	2.1. Sujetar y centrar pieza. 2.2. Refrentar primera cara. 2.3. Cilindrar Ø 57x 7 mm. 2.4. Realizar chaflán 1x45°.		n = 430 S = manual Vc = 65
3	3.1. Invertir pieza. 3.2. Centrar pieza, refrentar cara a medida. 3.3. Realizar chaflán 1x45°. 3.4. Pasar broca de centros. 3.5. Pasar brocas: Ø 5,10,18 y 22 mm 3.6. Verificar medidas.		n = 430 S = manual Vc = 25
4	4.1. Sujetar y centrar pieza en la fresadora. 4.2. Cambiar a dispositivo de mortajadora. 4.3. Realizar chavetero revisar medidas. 4.4. Eliminar filos cortantes.		S = Manual

Figura 8.10 Orden de ejecución del anillo separación.

8.5 SOPORTES RODILLOS INFERIORES.

Estos constituyen cuatro soportes prismáticos rectangulares contruidos mediante conformado con arranque de viruta en acero ASTM A-36 de (50x62x30)mm donde van asentados los dos rodillos inferiores, en cada interior de los mismos está acoplado un bocín de ($\varnothing 28 \times 30 \times 6$) mm contruidos en bronce fosfórico (Figura 8.11), los mismos que evitan el deterioro prematuro de las superficies por efecto de la fricción, en la parte superior posee un agujero roscado (M6x1x9.5)mm donde van montados los engrasadores, mientras que en la parte inferior tienen dos agujeros roscados de ($\varnothing 8 \times 20$) mm a una distancia de 26 mm uno del otro, los cuales permiten que se acoplen por medio de pernos y arandelas a la base soporte.



Figura 8.11 Soportes Inferiores

8.5.1 Acabado de los soportes rodillos inferiores.

El acabado para estos elementos tiene una calidad N6 para el contacto de superficies de ajustes fijos en el caso de los bocines y N7 en las caras planas dereferencias de apoyos en los soportes inferiores. (Anexo I, Calidades Superficiales)



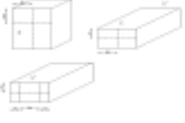
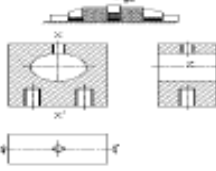
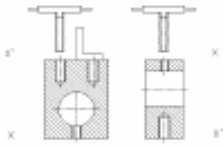
ORDEN DE EJECUCIÓN			
Nº	Denominación Operación	Esquema	Datos Técnicos n = R.P.M. S = (avance) mm/rev Vc=(velocidad corte) m/min
1	1.1. Verificar medidas en bruto. 1.2. Cortar a medida. 1.3. Eliminar filos cortantes.		Régimen de Corte
2	2.1. Aplanar caras en fresadora a medida. 2.2. Eliminar filos cortantes.		n = 550 Vc = 85
3	3.1. Realizar trazado plano en caras: X, X' y Z. 3.2. Revisar medidas para trazado de agujeros.		Mármol Gramil
4	4.1. Taladrar agujeros en caras: X Ø 5x23.5 mm Z Ø 6.5x20 mm X' Ø 28 pasante mm 4.2. Revisar medidas.		n = 430 Vc = 15 n = 550 Vc = 45
5	5.1. Sujetar pieza en banco de ajustador lado X'. 5.2. Pasar machuelo para M8 con ayuda de escuadra. 5.3. Invertir pieza, sujetar X. 5.4. Pasar machuelo para M6 con ayuda de escuadra. 5.5. Eliminar rebabas revisar medidas. 5.6. Pintar.		n = manual

Figura 8.12 Orden de ejecución de los Soportes Inferiores.

8.6 SOPORTE RODILLO SUPERIOR.

Estos constituyen dos soportes prismáticos rectangulares contruidos mediante conformado con arranque de viruta en acero ASTM A-36 de dimensiones (40x62x30)mm donde se encuentra asentado el rodillo superior, en el interior delos mismos va acoplado un bocín a presión de (Ø30x30x5)mm contruidos en bronce fosfórico, (figura 8.12) los mismos que evitan el deterioro prematuro de las superficies del rodillo por efecto de la fricción, en la parte superior posee un agujero de (Ø16 mm) donde van montados los tornillos de elevación, y en su costado un agujero pasante de (Ø 8mm) donde se acopla un pasador que permitirá el desplazamiento vertical del conjunto.



Figura 8.13 Soportes Rodillo Superior

8.6.1 Acabado del soporte rodillo superior.

El acabado para estos elementos tiene una calidad N6 para el contacto de superficies de ajustes fijo en el caso de los bocines y N7 en las caras planas de referencias de apoyos en los soportes inferiores. (Anexo I, Calidades Superficiales)

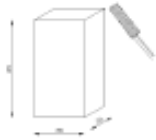
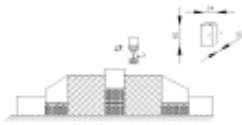
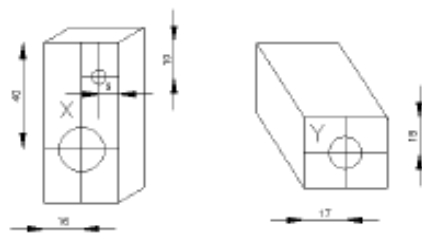
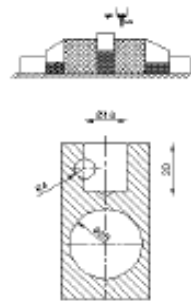
ORDEN DE EJECUCIÓN			
Nº	Denominación Operación	Esquema	Datos Técnicos n = R.P.M. S = (avance) mm/rev Vc = (velocidad corte) m/min
1	1.1. Verificar medidas en bruto. 1.2. Cortar a medida. 1.3. Eliminar filos cortantes.		Régimen de Corte
2	2.1. Aplanar caras en fresadora a medida. 2.2. Eliminar filos cortantes.		n = 550 Vc = 85
3	3.1. Realizar trazado plano en caras X y Y. 3.2. Revisar medidas para trazado de agujeros.		Mármol Gramil
4	4.1. Taladrar agujeros en caras trazadas: En X Ø 8 mm pasante. Ø28 mm pasante. En Y Ø16x20 mm. 4.2. Eliminar rebabas, revisar medidas.		n = 430 Vc = 15 n = 550 Vc = 45

Figura 8.14 Orden de ejecución del Soporte superior.

8.7 ARMADO DEL CONJUNTO.



Previo al funcionamiento de la roladora semiautomática de tres rodillos, es de suma importancia conocer como se realizara el montaje de la misma, esto con la ayuda del plano de conjunto (Anexo II):

1. La base soporte se debe colocar sobre una superficie a nivel.
2. Realizar el montaje de los bocines en los soportes inferiores y superiores con ayuda de una prensa.
3. Luego de colocada la base soporte sobre el piso, con ayuda del plano de conjunto, se monta los primeros dos soportes inferiores en el lado donde se producirá la transmisión, sujetos cada uno con dos pernos hexagonales (M8x18) mm y dos arandelas M8.
4. En seguida se montan los rodillos inferiores procurando que los extremos donde se hallan los chaveteros queden en el lado donde están los primeros dos soportes respectivamente.
5. Colocar los cuatro engrasadores A M6 en la parte superior de cada soportede los rodillos inferiores.
6. Se procede a montar los otros dos soportes inferiores al otro extremo de la base conjuntamente con ayuda de pernos y arandelas, obteniendo de esta manera sujetos los dos rodillos inferiores.
7. Sobre la base se coloca el perno de elevación junto con el soporte superior todo está sujeto por un pasador de (Ø8x30) mm, de igual manera seprepara el sistema de desmontaje manual.
8. Una vez realizado lo anterior, se procede a montar el rodillo superior en



el extremo de la base soporte para luego ser ajustado con el sistema de desmontaje, lo más alineado posible.

9. Asegurar el sistema de desmontaje, introduciendo en la bisagra el eje de ($\varnothing 19.05 \times 116$) mm.

10. Los dos ejes pasadores de ($\varnothing 12.7 \times 120$) mm se debe colocar en cada perno de elevación para de esta manera calibrar el movimiento vertical del rodillo superior.

11. En el extremo de los rodillos inferiores donde se encuentran los chaveteros colocar las chavetas y con ayuda del plano de la máquina, montar los anillos de separación de la misma manera los sistemas de engranajes.

12. Finalmente después de montar los sistemas de engranajes se ensambla el motor eléctrico, con su respectivo sistema eléctrico, para proceder a realizar el movimiento de los rodillos inferiores.

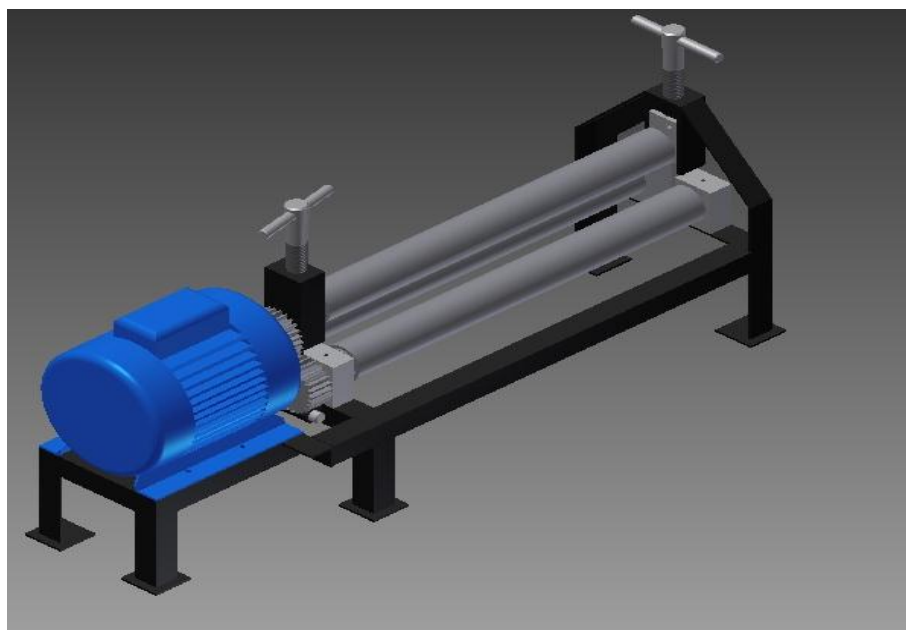


Figura 8.15 Roladora ensamblada.



8.8 CARÁCTER ECONÓMICO DE LA ROLADORA.

A continuación se presenta la lista de materiales con su respectivo costo, que se usan para la construcción de la roladora semiautomática de tres rodillos. Estos materiales fueron cotizados en el mercado local.

Características económica de la Roladora					
Numero	cantidad	Accesorio	U. de Medida	Pre. En Córdoba	Pres. en USD
1	1	Aceros y bronce para los elementos de la roladora	pulg y metros	7608.418	318.6335057
2	4	Varia angular de 30X30X3mm	milimetro	1812.67	75.91294233
3	1	Motor eléctrico	Hp	13899.54301	582.1
4	2	Electrodo 6011 de 3/16"ACERO CARBON LINCOL	und	104.35	4.370081445
5	1	1/4 galón de pintura anticorrosiva negra	galones	175	7.328838072
6	1	Relé TE LRDO7 D/Sobrecarga 1.6- 2.5A TE	Amperes	811.41	33.9811
7	1	Arrancador TE 12AMP. 240 VAC LE1D12U7	Amperes	1082.2	45.3203
8	1	Cable TSJ 3x12 90 c 600v	V, C,	82.14	1.72
9	1	Conector ROMEX 3/8 A 1/2	Amperes	9.55	0.2012
		TOTAL		25585.28101	1071.487895

Tabla 8.1 característica económico de la Roladora.

NOTA: Estos precios están sujeto a cambio sin previo aviso. Los precios que se presentan en esta tabla no incluyen el impuesto.



CAPITULO IX CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

9.1 CONCLUSIONES.

Luego del diseño y los cálculos con los resultados obtenidos se concluye que, el equipo permite realizar cilindros en lámina metálica con un espesor menor a un milímetro, obteniendo la forma curva deseada, con un grado de calidad aceptable, permitiendo realizar procesos experimentales.

En la fabricación de los diferentes elementos que componen la roladora semiautomática de tres rodillos para el laboratorio de conformación de metales, no existe mayor complejidad del mismo y en parte son de fácil obtención en el mercado nacional.

Para el rolado de lámina metálica existen limitaciones en cuanto al espesor que es máximo 1 mm, ya que la superficie del rodillo superior no tiene tratamiento térmico, especialmente cuando se trate de grandes diámetros, que pueden generar una falla prematura y una corta vida útil del mecanismo.

Cuando se realice las prácticas, es importante rolar el material, con un radio de curvatura mayor, para compensar la recuperación elástica y obtener el radio deseado.

Este mecanismo es muy versátil para la fabricación de diferentes trabajos en la industria metal mecánica, por esta razón se debe realizar el estudio más a fondo de este proceso y por ende buscar nuevas alternativas que permitan solucionar y construir nuevos dispositivos de doblado. De acuerdo a los cálculos obtenidos, se concluye que el funcionamiento de la máquina, con acero galvanizado y materiales dúctiles, menores a 1 mm, son satisfactoriamente, para el cual se puede proceder a ser construida.



9.2 RECOMENDACIONES.

En cuanto a la correcta operación de la máquina, es conveniente y muy importante tener en cuenta ciertos aspectos para una mejor vida útil de la roladora semiautomática.

Uno de estos aspectos es la lubricación periódica del sistema de transmisión así como de los bocines y tornillos de elevación.

La operación de la máquina es semiautomática mediante un motor eléctrico, siendo necesario darle mantenimiento o limpieza por lo menos cada cuatro meses. El lugar donde funcione la máquina debe disponer del suficiente espacio para realizar las pruebas o prácticas necesarias.

Para las prácticas sólo se deberá utilizar láminas metálicas delgadas menores a un milímetro o con la posibilidad de contar con probetas adecuadas necesarias, con el fin de evitar accidentes y prolongar la vida útil del equipo.

Se recomienda mantener el paralelismo del rodillo superior, con respecto a los inferiores, ya que de lo contrario el desgaste de los diferentes elementos de la máquina será desigual.

Guardar las precauciones necesarias, para evitar cualquier accidente de trabajo, especialmente en la introducción de los dedos entre los rodillos y el riesgo de energía eléctrica en el motor.

ANEXO I

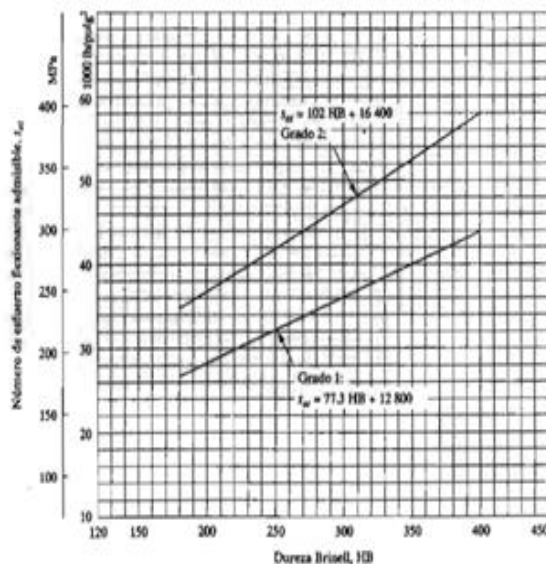


Figura 1 : Numero de Esfuerzo Flexionantes Admisible S_{at}

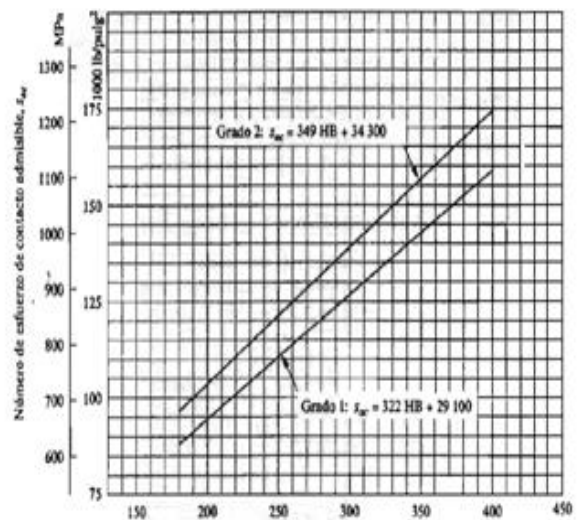


Figura 2 :Numero de esfuerzo de contacto admisible para aceros templados total

TABLA 1 MODULOS NORMALIZADOS.

Módulo (mm)	P_d equivalente	P_d normalizado más cercano (dientes/pulg)
0.3	84.667	80
0.4	63.500	64
0.5	50.800	48
0.8	31.750	32
1	25.400	24
1.25	20.320	20
1.5	16.933	16
2	12.700	12
2.5	10.160	10
3	8.466	8
4	6.350	6
5	5.080	5
6	4.233	4
8	3.175	3
10	2.540	2.5
12	2.117	2
16	1.587	1.5
20	1.270	1.25
25	1.016	1

FIGURA 3 PROFUNDIDAD EFECTIVA DE CAJA PARA ENGRANE CEMENTADOS.

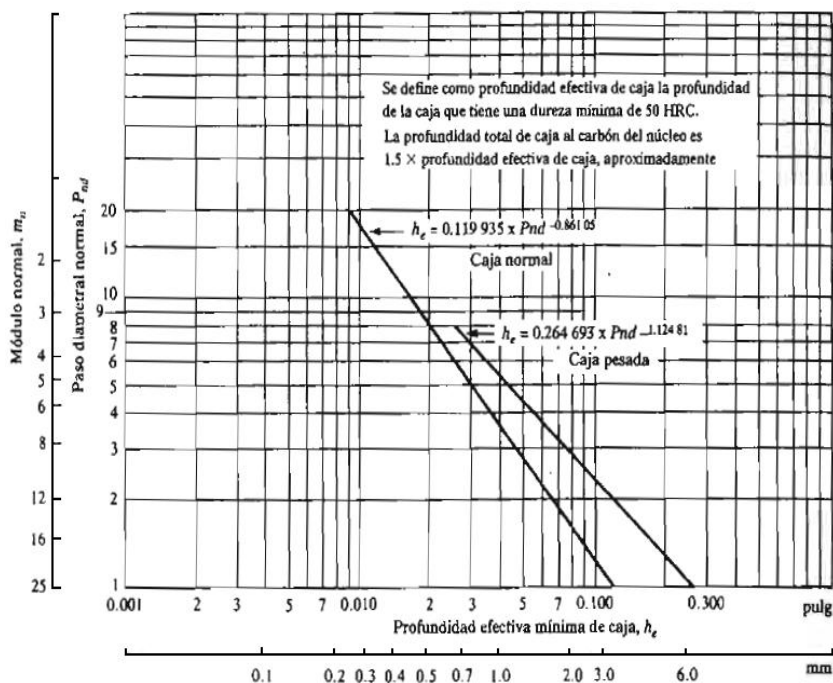


TABLA 2 NÚMEROS DE ESFUERZO PERMISIBLES PARA ENGRANE DE ACERO Y BRONCE.

Designación del material	Dureza mínima en la superficie (HB)	Número de esfuerzo flexionante admisible		Número de esfuerzo de contacto admisible	
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)
Hierro colado gris, A48, tal como se coló					
Clase 20		5	35	50	345
Clase 30	174	8.5	59	65	448
Clase 40	201	13	90	75	517
Hierro dúctil (nodular) ASTM A536					
60-40-18 recocido	140	22	152	77	530
80-55-06 templado y revenido	179	22	152	77	530
100-70-03 templado y revenido	229	27	186	92	634
120-90-02 templado y revenido	269	31	214	103	710
Bronce, colado en arena					
$s_u \text{ mín} = 40 \text{ ksi (275 MPa)}$		5.7	39	30	207
Bronce con tratamiento térmico					
$s_u \text{ mín} = 90 \text{ ksi (620 MPa)}$		23.6	163	65	448



FIGURA 4 NUMERO DE ESFUERZO DE CONTACTO ADMISIBLE PARA ENGRANE DE ACEROS TEMPLADOS TOTAL Y NITRURADO (ESTO ES, AISI 4140 Y AISI 4340).

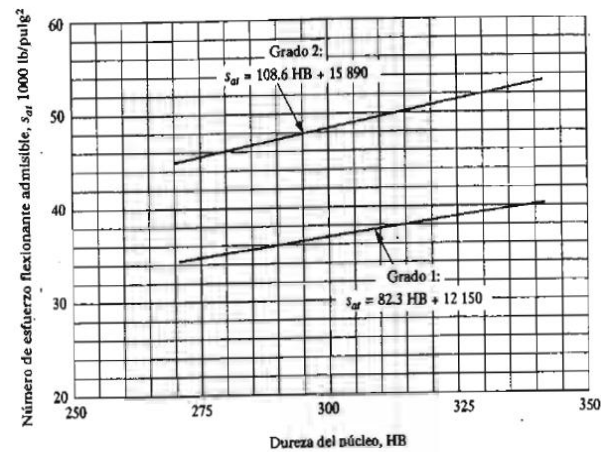


FIGURA 5 NUMERO DE ESFUERZO DE CONTACTO ADMISIBLE PARA ENGRANE DE ACEROS NITRURADO.

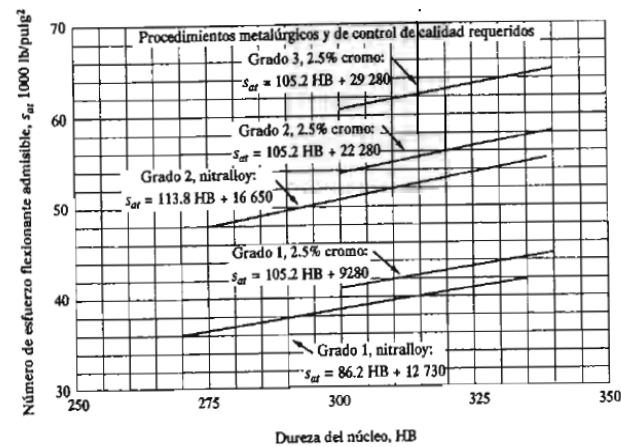


TABLA 3 FACTOR DE SOBRECARGA SUGERIDOS, K_o

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

TABLA 4 FACTOR DE TAMAÑO SUGERIDOS, K_f

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_f
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

FIGURA 6 FACTOR DE GEOMETRÍA J PARA NUMERO DE DIENTES EL CUAL SE DESEE EL FACTOR DE GEOMETRÍA (ENGRANE RECTO 20°, ADDENDUM NORMAL).

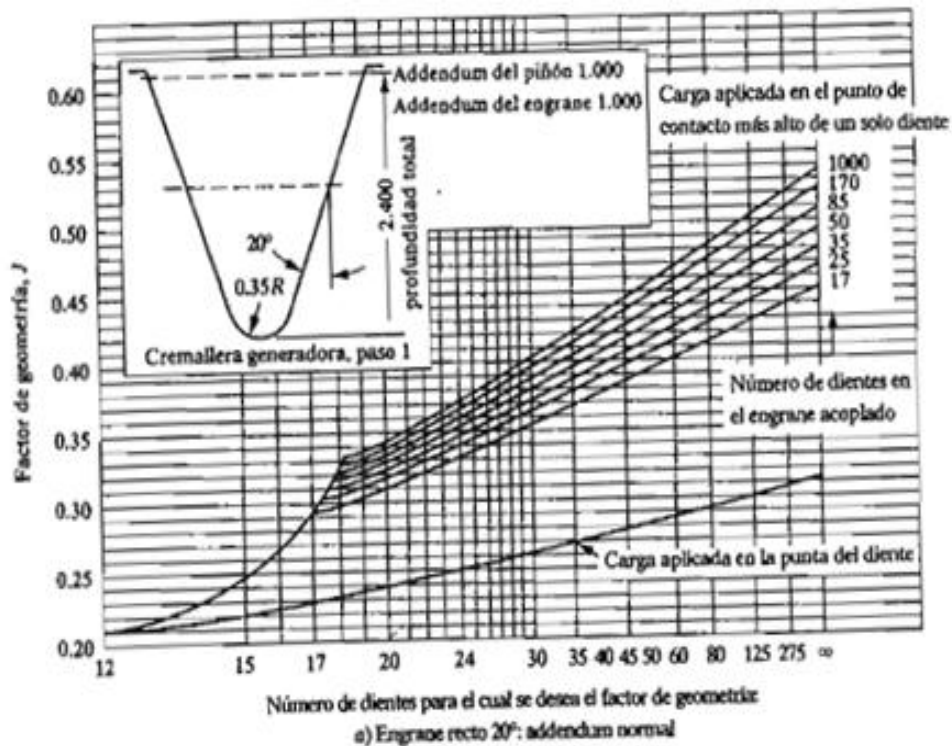


FIGURA 7 FACTOR DE PROPORCIÓN DEL PIÑÓN C_{pf}

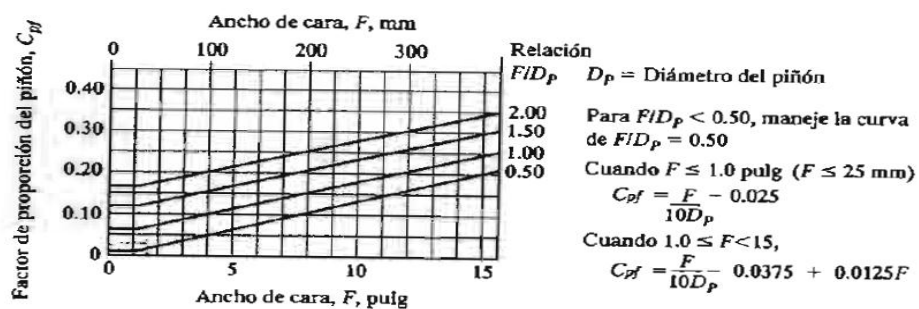


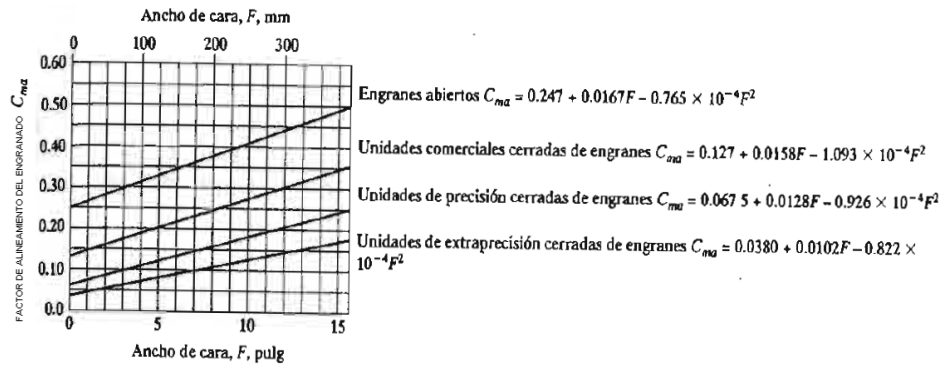
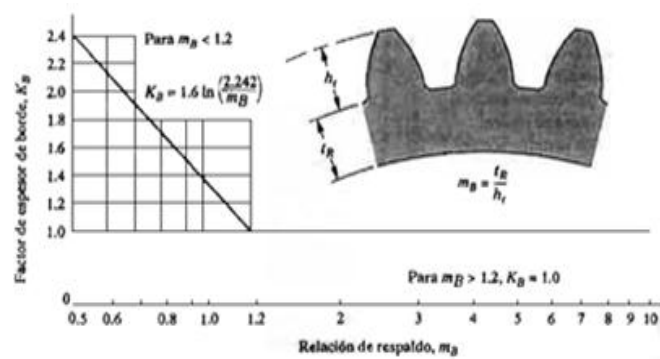
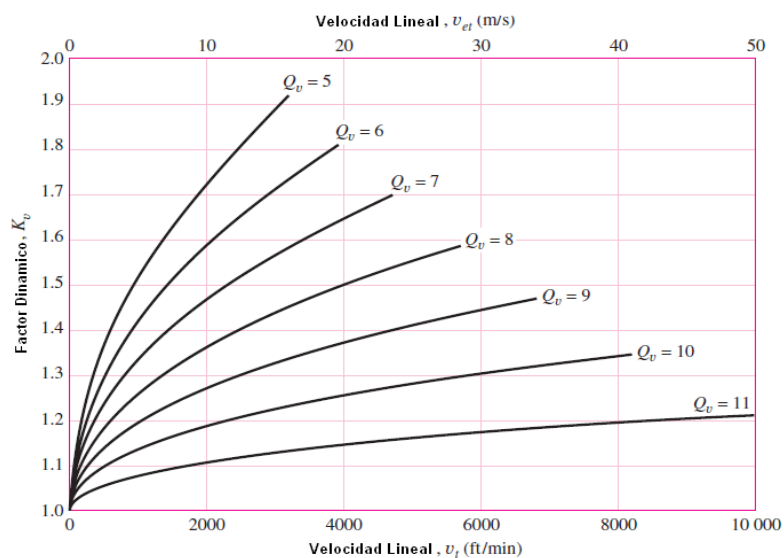
FIGURA 8 FACTOR DE CONCENTRACIÓN DEL ENGRANADO C_{ma} FIGURA 9 FACTOR DE ESPESOR DE BORDE K_B FIGURA 10 FACTOR DINÁMICO K_v 

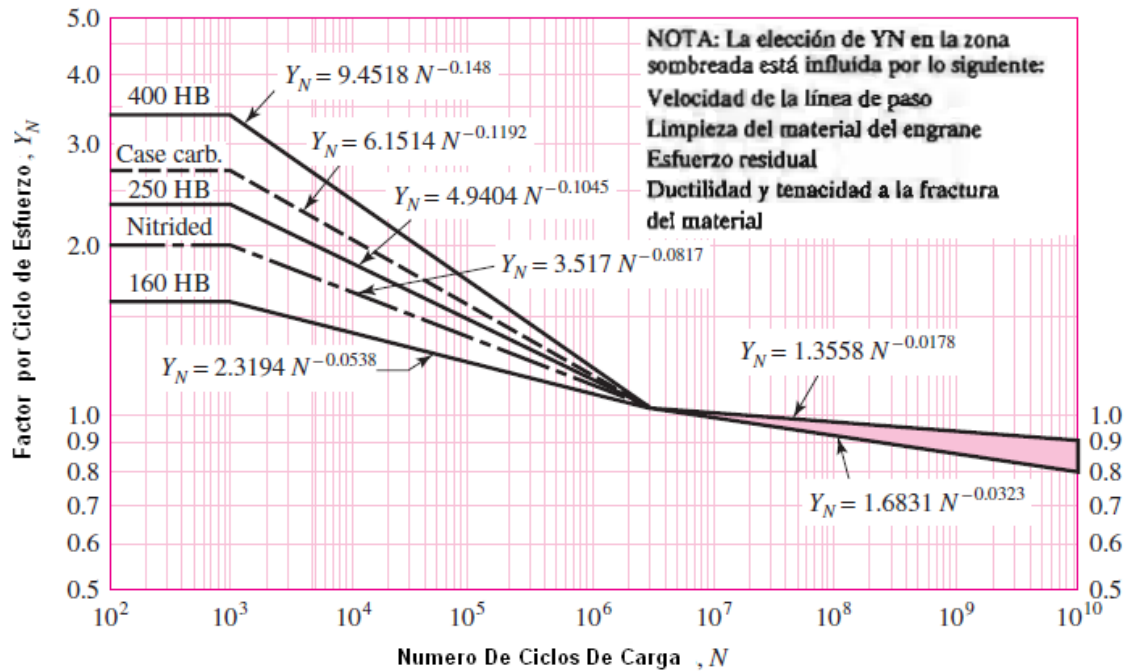
FIGURA 11 FACTOR DE RESISTENCIA POR CICLO POR ESFUERZOS, Y_N 

FIGURA 12 FACTOR DE GEOMETRÍA I PARA PIÑONES RECTOS Y DISTANCIAS ENTRE CENTROS ESTÁNDAR

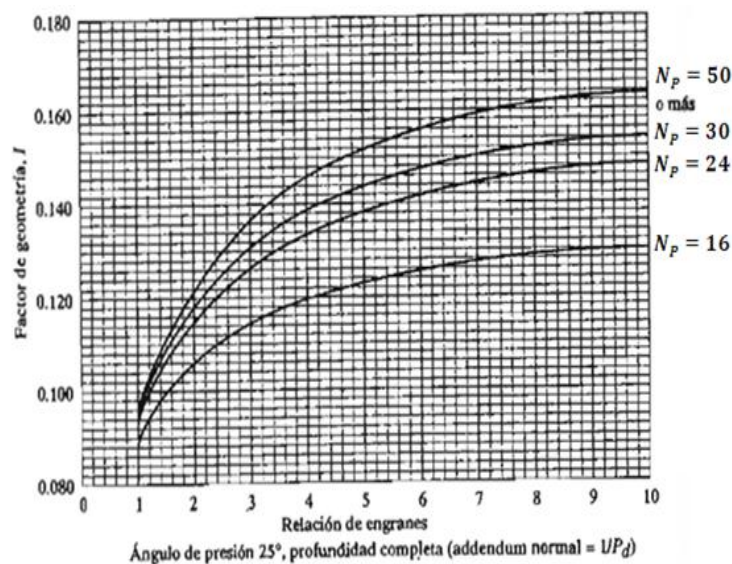


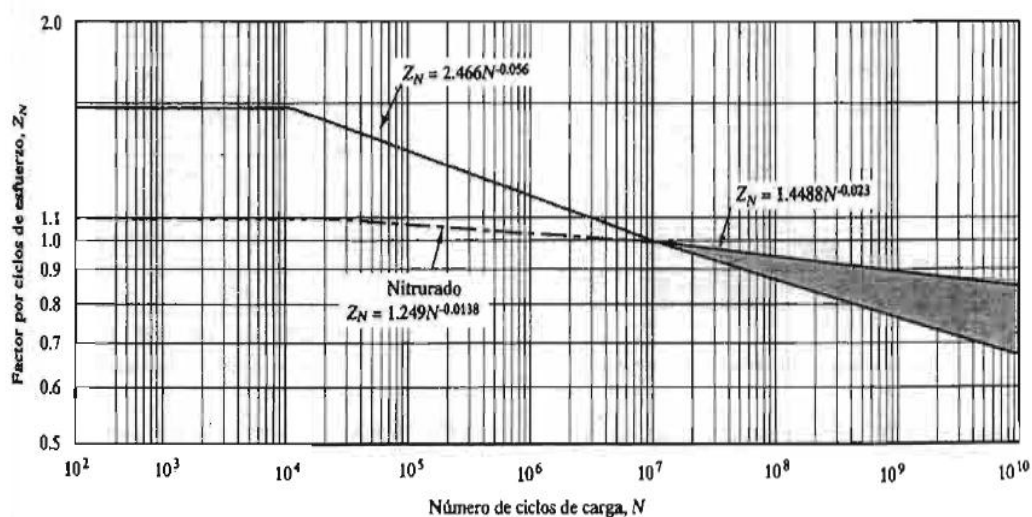
FIGURA 13 FACTOR A LA PICADURA POR CICLOS DE ESFUERZOS Z_N 

TABLA 5 VIDA DE DISEÑO RECOMENDADA.

Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

FIGURA 14 FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO PARA LA TORSIÓN Y LA FLEXIÓN.

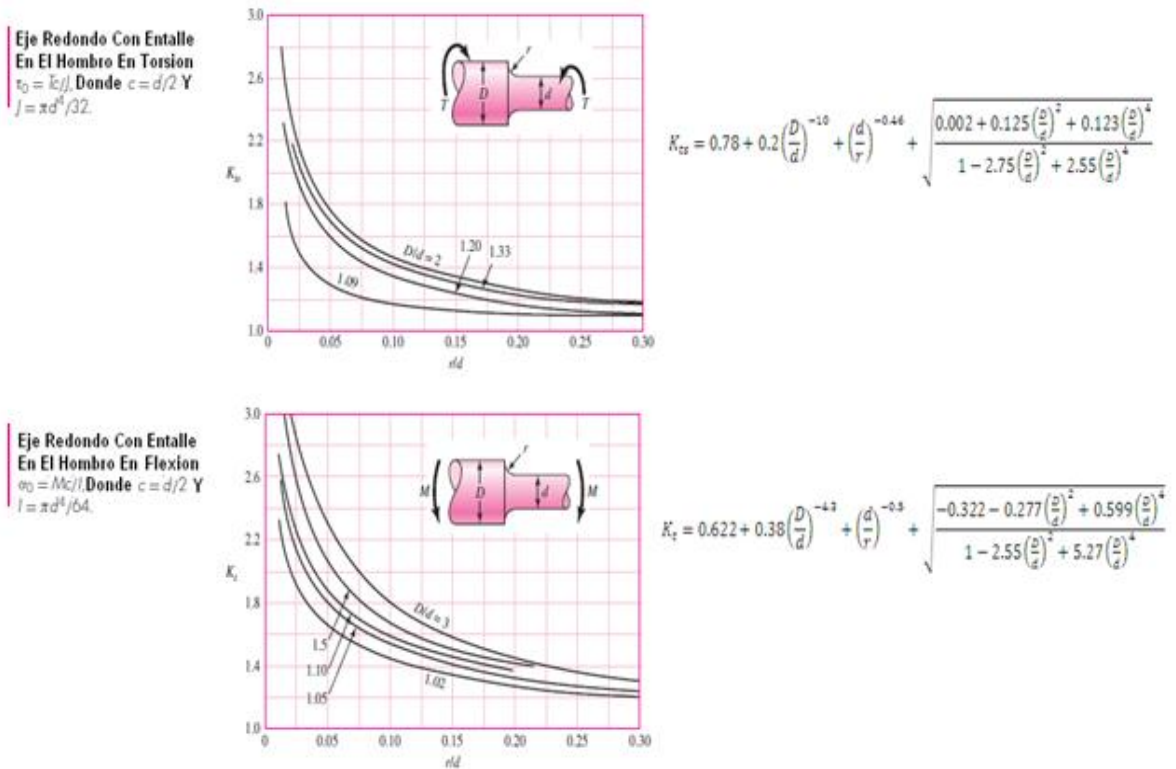


FIGURA 15 DEFLEXION DE VIGA.

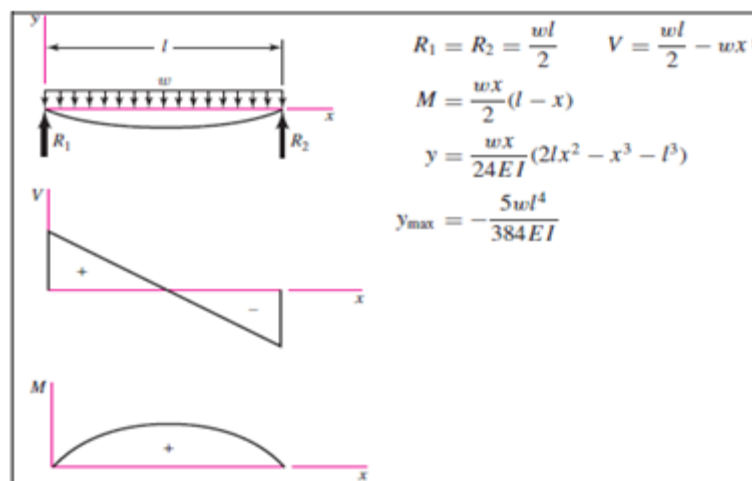


TABLA 6 RESISTENCIA MÍNIMAS DETERMINANTICAS A LA TENSIÓN Y A LA CADENCIA ASTM PARA ALGUNOS ACEROS LAMINADO EN CALIENTE (HR) Y ESTIRADO EN FRIO (CD) CON $E = 200\text{GPa}$, $\nu = 0.27$ y $\rho = 7870\text{ Kg/m}^3$

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS No.	SAE and/or AISI No.	Proces- sing	Tensile Strength, MPa (kpsi)	Yield Strength, MPa (kpsi)	Elongacion en %	Reducion de Area, %	Brinell Hardness
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

TABLA 7 PROPIEDADES DE LOS ACEROS CEMENTADOS.

Designación del material (Número AISI)	Condición	Propiedades del interior						Dureza Brinell (HB)	Dureza superficial (HRC)
		Resistencia de tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)			
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)				
1015	SWQT 350	106	731	60	414	15	217	62	
1020	SWQT 350	129	889	72	496	11	255	62	
1022	SWQT 350	135	931	75	517	14	262	62	
1117	SWQT 350	125	862	66	455	10	235	65	
1118	SWQT 350	144	993	90	621	13	285	61	
4118	SOQT 300	143	986	93	641	17	293	62	
4118	DOQT 300	126	869	63	434	21	241	62	
4118	SOQT 450	138	952	89	614	17	277	56	
4118	DOQT 450	120	827	63	434	22	229	56	
4320	SOQT 300	218	1500	178	1230	13	429	62	
4320	DOQT 300	151	1040	97	669	19	302	62	
4320	SOQT 450	211	1450	173	1190	12	415	59	
4320	DOQT 450	145	1000	94	648	21	293	59	
4620	SOQT 300	119	820	83	572	19	277	62	
4620	DOQT 300	122	841	77	531	22	248	62	
4620	SOQT 450	115	793	80	552	20	248	59	
4620	DOQT 450	115	793	77	531	22	235	59	
4820	SOQT 300	207	1430	167	1150	13	415	61	
4820	DOQT 300	204	1405	165	1140	13	415	60	
4820	SOQT 450	205	1410	184	1270	13	415	57	
4820	DOQT 450	196	1350	171	1180	13	401	56	
8620	SOQT 300	188	1300	149	1030	11	388	64	
8620	DOQT 300	133	917	83	572	20	269	64	
8620	SOQT 450	167	1150	120	827	14	341	61	
8620	DOQT 450	130	896	77	531	22	262	61	
E9310	SOQT 300	173	1190	135	931	15	363	62	
E9310	DOQT 300	174	1200	139	958	15	363	60	
E9310	SOQT 450	168	1160	137	945	15	341	59	
E9310	DOQT 450	169	1170	138	952	15	352	58	

Notas: Se muestran las propiedades para un solo conjunto de pruebas a barras redondas de 1/2 pulgada

SWQT: Templado una vez en agua y revenido

SOQT: Templado una vez en aceite y revenido

TABLA 8 NUMERO DE ESFUERZOS PERMISIBLE PARA ENGRANE CON ACERO TEMPLADO.

Dureza en la superficie	Número de esfuerzo flexionante admisible, s_{af} (ksi)			Número de esfuerzo de contacto admisible, s_{ac} (ksi)		
	Grado 1	Grado 2	Grado 3	Grado 1	Grado 2	Grado 3
Templado por llama o por inducción:						
50 HRC	45	55		170	190	
54 HRC	45	55		175	195	
Cementado y templado						
55-64 HRC	55			180		
58-64 HRC	55	65	75	180	225	275
Aceros templados totales y nitrurados:						
83.5 HR15N				150	163	175
84.5 HR15N				155	168	180
Nitrurados, nitr alloy 135M:						
87.5 HR15N						
90.0 HR15N				170	183	195

TABLA 9 TAMAÑO DE LA CUÑA EN FUNCION DEL DIAMETRO DEL EJE

Tamaño nominal del eje			Tamaño nominal de la cuña	
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	
9/16	7/8	3/16	3/16	3/32
7/8	1 1/8	1/4	1/4	1/8
1 1/8	1 1/4	5/16	5/16	3/16
1 1/4	1 1/2	3/8	3/8	1/4
1 1/2	2 1/4	1/2	1/2	5/16
2 1/4	2 1/2	5/8	5/8	3/8
2 1/2	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 1/2	7/8	7/8	5/8
3 1/2	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/4
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: Reimpreso de la norma ANSI B17.1-1967 (R98) con autorización de la American Society of Mechanical Engineers. Todos los derechos reservados.





TABLA 10 ESPECIFICACIONES DE ACEROS

ANÁLISIS QUÍMICO PROMEDIO AISI/SAE (% PESO)										
Dureza de entrega máxima; Brinell (Bn) / Rockwell C (Rc)										
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	W	V	OTROS	BN/RC
ESTOS ANÁLISIS PODRÁN TENER PEQUEÑAS VARIACIONES CON RESPECTO AL ANÁLISIS DE LAS OTRAS NOMENCLATURAS										
1018	0.18	0.20	0.75							200 / 14
1045	0.45	0.25	0.75							206 / 15
1060	0.60	0.25	0.75							220 / 18
12L14	0.14		1.00						0.3 S / 0.25 Pb	200 / 14
1213	0.13 max.		0.85						0.1 P / 0.28 S	200 / 14

TRATAMIENTOS TÉRMICOS (°C)			
	TEMPLADO	ENFRIAMIENTO	REVENIDO
1018	845	cementar 925	500-600
1045	820-850	aceite/agua	300-550
1060	815-850	aceite/agua	450-660

Características y Aplicaciones	
1018	Acero no aleado de cementación para uso en partes de maquinaria. acero generalmente estrado en frío, piñones, rodillos, tornillos sin fin, ejes de transmisión, pernos de dirección, pernos de cadena, catalinas, etc.
1045	Acero no aleado empleado en flechas y partes de maquinaria. adecuado para temple superficial, flechas, piñones, engranes, pernos, tornillos, semi-ejes, ejes, cigüeñales, etc.
1060	Acero para uso construcción de maquinaria. con adecuada respuesta al temple, resistencia al desgaste, discos de embrague, ejes de transmisión, portaherramientas, implementos agrícolas, etc.
1214	Acero con adiciones de plomo con excelente maquinabilidad, empleado en tomos automáticos para alta producción (estrado en frío). bujes, acoples, conexiones de mangueras hidráulicas, tortillería, etc.
1213	Acero con adiciones de fósforo y azufre, de libre maquinado para alta producción con acabado, estrado en frío, tortillería sin requerimientos mecánicos, etc.

TABLA 11 PROCESOS NORMALES DE FABRICACION.

PROCESOS NORMALES DE FABRICACIÓN													
Clase de trabajo	Poco esmerado			Esmerado			Fino			Refinado			
Clase de rugosidad	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0,5
Símbolo													
Rugosidad en micrones	50	25	12,5	6,3	3,2	1,6	0,80	0,40	0,20	0,10	0,05	0,025	0,01
Rugosidad en micropulgadas	2000	1000	500	250	125	63	32	16	8	4	2	1	0,5
Oxicorte	■												
Aserrado	■												
Cepillado, limado		■											
Taladrado			■										
Fresado			■										
Brochado				■									
Escarado				■									
Mandrinado, torneado			■										
Rectificado cilíndrico				■									
Pulido cilíndrico					■								
Rectificado				■									
Alisado					■								
Bruído						■							
Lapeado							■						
Supercabado								■					
Fundición en arena	■												
Fundición en coquilla			■										
Fundición a presión				■									
Forjado	■												
Extruido		■											
Treflado en frío			■										

Las rugosidades superficiales expuestas, son obtenidas por procesos normales de fabricación.

Las rugosidades superficiales expuestas, son obtenidas por procesos normales de fabricación.

TABLA 12 CARACTERISTICAS DEL BRONCE

CARACTERÍSTICAS
Los nombres de las variedades de bronce provienen de los componentes adicionales, como es el caso del bronce fosfórico y el bronce dulce.
El bronce es un material más resistente y duro que cualquiera otra aleación común, excepto del acero.
Bronce Fosfórico: Cobre 85%, Zinc 5%, Estaño 5%, Plomo 5%. Medidas: Barras macizas: 1/2" hasta 9", Barras huecas: 1x1 1/2" hasta 9x9".
Bronce Dulce: Cobre 88%, Zinc: Balanceado, Plomo 3.5%. Medidas: Barras macizas: 1/2" hasta 3", Barras hexagonales: 5/16" hasta 1 1/2".

TABLA 13 ESPECIFICACION ACERO ASTM A-36

ASTM: American Society for Testing Materials (Sociedad Estadounidense Para Prueba de Materiales)

ASTM A-36	El numero 36 que es la resistencia mínima, significa 36 kilo libras por pulgadas cuadradas (36,000 libras por pulgada cuadradas)
------------------	--

COMPOSICIÓN QUÍMICA Y PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO ASTM A-36

COMPONENTE	C	Cu	Fe	Mn	P	S
%	0.26	0.2	99	0.75	Máx. 0.04	Máx. 0.05

PROPIEDADES FÍSICAS	Métrico	Ingles	Comentario
Densidad	7.85 kg/dm ³	0.284 lb/in ³	

PROPIEDADES MECÁNICAS			
Fuerza tensión, última	400 - 550 MPa	58000 - 79600 psi	
Fuerza tensión, rendimiento	250 MPa	36300 psi	
Alargamiento	20 %	20 %	en 200 mm
Módulo de Elasticidad	200 GPa	29000 ksi	
Fuerza compresión,	152 MPa	22000 psi	Fuerza de compresión aceptable

Calidad	Norma	Límite de Fluencia (N/mm ²)	Resistencia a la Tracción (Kg/cm ²)	Alargamiento (%)	Doblado a 180°
Estructural	ASTM-A36	250	4080-5610	20	Sin fisura (**)

TABLA 14 ELECTRODOS RECUBIERTOS

ELECTRODOS RECUBIERTOS PARA SOLDAR ACEROS AL CARBON	CLASIFICACION (AWS)	USOS Y CARACTERISTICAS	RESISTENCIA TENSION LIMITE ELASTICO ELONGACION	CORRIENTES OPTIMAS APLICACION (AMPERES) 3/32 1/8 5/32 3/16 7/32 1/2
	6010 (E 6010) A 5.1	ELECTRODO CELULOSICO DE PENETRACION PROFUNDA EN TODAS POSICIONES. SE USAN EN TRABAJOS ESTRUCTURALES, REPARACIONES, Y UNIONES DE TUBERIAS	RT = 71,000 lb/ pu lg ² LE = 62,000 lb/ pu lg ² E = 24%	60 105 155 190 CD (+)
	6011 (E 6011) A 5.1	ELECTRODO CELULOSICO DE ARCO FUERTE Y PENETRACION PROFUNDA SE USA EN TODAS LAS POSICIONES SE USA EN TRABAJOS ESTRUCTURALES, TUBERIAS, BARCOS Y REPARACIONES.	RT = 73,500 lb/ pu lg ² LE = 60,000 lb/ pu lg ² E = 24%	75 105 145 175 200 245 CA Y CD
	6013 (E 6013) A 5.1	ELECTRODO DE ALTO RENDIMIENTO DE FACIL APLICACION Y REMOSION DE ESCORIA. SUELDA MAQUINARIA AGRICOLA, MUEBLES METALICOS, CARROCERIA Y REPARACIONES EN GENERAL.	RT = 74,000 lb/ pu lg ² LE = 63,500 lb/ pu lg ² E = 22%	75 130 170 210 320 CD (-), CA

ANEXOS.

TABLA 15 APLICACIÓN DE ESTADOS SUPERFICIALES Y VALORES DE RUGOSIDAD MEDIA.

Estados superficiales		APLICACIÓN DE ESTADOS SUPERFICIALES				
Clase de superficie	Símbolo	Rugosidad μ		Clasificación de superficie	Aplicaciones	
Superrefinado		0,04	0,06	Especial	Superficies de medición, de los calibres de deslizamiento altamente fatigados, ajustes de precisión no desmontables.	
		0,1	0,16	Máxima		
Refinado. — Las estrías no son visibles a simple vista		0,25	0,4	Muy buena	Superficies de deslizamiento muy fatigadas, ajustes de precisión desmontables.	
		0,6	1	Buena	Piezas fatigadas por flexión y torsión; ajustes de deslizamiento y presión.	
Afinado. — Las estrías son visibles pero no perceptibles al tacto		2,5	4	Media	Ajustes de reposo sin transmisión de fuerzas, ajustes ligeros de presión de acero; superficies de deslizamiento poco fatigadas, superficies sin mecanizar de piezas prensadas de precisión.	
		6	10			
Desbastado. Estrías visibles y perceptibles al tacto		25		Regular	Superficies desbastadas, superficies sin mecanizar de piezas prensadas y forja de precisión, fundición a presión.	
Limpio. También preparado para desbastado		63		Baja	Cáscara de fundición colada en arena, piezas estampadas y de forja libre.	
Sin rebabas				Muy baja	Piezas fundidas o forjadas.	

VALORES DE LA RUGOSIDAD MEDIA				
Valor de la rugosidad media R_a		Clase de rugosidad	Valores complementarios de R_a	
μ en micrones	μ en pulgadas		μ en micrones	μ en pulgadas
50	2000	12	20	800
25	1000	11	15	600
12,5	500	10	10	400
6,3	250	9	8	320
3,2	125	8	4	160
1,6	63	7	2	80
0,8	32	6	1	40
0,4	16	5	0,63	25
0,2	8	4	0,50	20
0,1	4	3	0,32	13
0,05	2	2	0,25	10
0,025	1	1	0,15	6

TABLA 16 AJUSTES RECOMENDADOS.






Ajustes		AJUSTES RECOMENDADOS					
ESPECIFICACION DE LOS ASIENTOS							
Grado del ajuste	Calidades superficiales	SISTEMA				ASIENTO	
		Agujero único		Eje único		Clase	Características
		Agujero	Eje	Eje	Agujero		
PRECISION		H 6	p 5	h 5	P 6	Forzado muy duro	Piezas montadas por dilatación o contracción; no necesitan seguro contra giro.
			n 5		N 6	Forzado duro	Piezas montadas o desmontadas a presión; necesitan seguro contra giro.
			k 5		K 6	Forzado medio	Piezas que han de montarse o desmontarse con gran esfuerzo; seguro para giro y deslizamiento.
			j 5		J 6	Forzado ligero	Montaje y desmontaje sin gran esfuerzo; necesitan seguro contra giro y deslizamiento.
			h 5		H 6	Deslizante	Piezas lubricadas que se montan y desmontan sin gran trabajo, a mano.
			g 5		G 6	Giratorio	En piezas lubricadas el giro y deslizamiento puede efectuarse a mano.
FINO		H 7	s 6	h 6	S 7	Forzado muy duro	Montaje por dilatación o contracción; no necesita seguro contra giro.
			r 6		R 7	Forzado muy duro	Montaje por dilatación o contracción; no necesita seguro contra giro.
			n 6		N 7	Forzado duro	Montado o desmontado a presión; necesita seguro contra giro.
			k 6		K 7	Forzado medio	Montado y desmontado con gran esfuerzo (mediante martillo de plomo); necesita seguro contra giro y deslizamiento.
			j 6		J 7	Forzado ligero	Montado y desmontado sin gran esfuerzo (mediante mazo de madera); necesita seguro contra giro y desplazamiento.
			h 6		H 7	Deslizante	En piezas lubricadas, deslizamiento a mano.
			g 6		G 7	Giratorio	En piezas lubricadas, su juego es apreciable.
			f 7		F 8	Holgado medio	En piezas lubricadas, su juego es más apreciable.
ESMERADO		H 8	j 9	h 9	J 8	Forzado ligero	Piezas que se han de montar y desmontar con facilidad.
			h 9		H 8	Deslizante	Piezas que deben montarse sin esfuerzo y que deben desplazarse en su funcionamiento.
			e 9		E 8	Giratorio	Piezas móviles con juego desde perceptible a amplio.
			d 9		D 8	Holgado	Piezas móviles con juego muy amplio.
ESMERADO		H 8	j 9	h 9	J 8	Forzado ligero	Piezas que se han de montar y desmontar con facilidad.
			h 9		H 8	Deslizante	Piezas que deben montarse sin esfuerzo y que deben desplazarse en su funcionamiento.
			e 9		E 8	Giratorio	Piezas móviles con juego desde perceptible a amplio.
			d 9		D 8	Holgado	Piezas móviles con juego muy amplio.
POCO ESMERADO		H 11	h 11	h 11	H 11	Deslizante	Montaje fácil de gran tolerancia y con pequeño juego.
			d 11		E 11	Giratorio	Piezas móviles con gran tolerancia y juego no excesivo.
			c 11		C 11	Holgado	Piezas móviles con gran tolerancia y juego.
			a 11		A 11	Muy holgado	Piezas móviles con gran tolerancia y mucho juego.

TABLA 17 VALORES DE LAS DESVIACIONES DE LOS AJUSTES RECOMENDADOS.

VALORES DE LAS DESVIACIONES DE LOS AJUSTES RECOMENDADOS											
Tolerancia		Valores nominales, en mm; más de...									
Grado de ajuste	Ajuste	1,6 a 3	3 a 6	6 a 10	10 a 18	18 a 30	30 a 50	50 a 80	80 a 120	120 a 180	180 a 250
PRECISION	H6-p5	-14 -2	-17 -4	-21 -6	-26 -7	-31 -9	-37 -10	-45 -13	-52 -15	-61 -18	-70 -21
	H6-n5	-11 +1	-13 0	-16 -1	-20 -1	-24 -1	-28 -1	-33 -1	-38 -1	-45 -2	-51 -2
	H6-k5	-	-	-7 +8	-9 +10	-11 +11	-13 +14	-15 +17	-18 +19	-21 +22	-24 +25
	H6-j5	-4 +8	-4 +9	-4 +10	-5 +14	-5 +19	-5 +21	-6 +26	-6 +31	-7 +36	-7 +42
	H6-h5	+12 0	+13 0	+15 0	+19 0	+22 0	+27 0	+32 0	+37 0	+43 0	+49 0
	H6-g5	+15 +3	+17 +4	+20 +5	+25 +6	+29 +7	+36 +9	+42 +10	+49 +12	+57 +14	+64 +15
FINO	H7-s6	-6 -22	-7 -27	-8 -32	-10 -39	-14 -48	-18 -59	-23 -78	-36 -101	-52 -133	-76 -169
	H7-f6	-3 -19	-3 -23	-4 -28	-5 -34	-7 -41	-9 -50	-11 -62	-16 -76	-23 -93	-31 -113
	H7-n6	+3 -13	+4 -16	+5 -19	+6 -23	+6 -28	+8 -33	+10 -39	+12 -46	+13 -52	+15 -60
	H7-k6	-	-	+14 -10	+17 -12	+19 -15	+23 -18	+28 -21	+32 -25	+37 -28	+42 -33
	H7-j6	+10 -6	+13 -7	+17 -7	+21 -8	+25 -9	+30 -11	+37 -12	+44 -13	+51 -14	+59 -16
	H7-h6	+16 0	+20 0	+24 0	+29 0	+34 0	+41 0	+49 0	+57 0	+65 0	+75 0
	H7-g6	+19 +3	+24 +4	+29 +5	+35 +6	+41 +7	+50 +9	+59 +10	+69 +12	+79 +14	+90 +15
	H7-f7	+25 +7	+34 +10	+43 +13	+52 +16	+62 +20	+75 +25	+90 +30	+106 +36	+123 +43	+142 +50
	F8-h6	+21 +14	+36 +18	+44 +22	+54 +27	+66 +33	+80 +41	+95 +49	+112 +58	+131 +68	+151 +79
	H7-e8	+37 +14	+50 +20	+62 +25	+77 +32	+94 +40	+114 +50	+136 +60	+161 +72	+188 +85	+218 +100
	E8-h6	+35 +21	+46 +28	+56 +34	+70 +43	+84 +53	+105 +66	+125 +79	+148 +94	+173 +110	+201 +129
	H8-j8	+26 -13	+33 -15	+40 -18	+48 -22	+59 -26	+70 -31	+83 -37	+97 -44	+113 -50	+129 -58
ESMERADO	H8-h9	+30 0	+48 0	+58 0	+70 0	+85 0	+101 0	+120 0	+141 0	+163 0	+187 0
	H8-e9	+53 +14	+68 +20	+83 +25	+102 +32	+125 +40	+151 +50	+180 +60	+213 +72	+248 +85	+287 +100
	H8-c9	+59 +20	+78 +30	+98 +40	+120 +50	+150 +65	+181 +80	+220 +100	+261 +120	+308 +145	+357 +170
	H11-h11	+120 0	+150 0	+180 0	+220 0	+260 0	+320 0	+380 0	+440 0	+500 0	+580 0
POCO ESMERADO	H11-d11	+140 +20	+180 +30	+220 +40	+270 +50	+315 +65	+400 +80	+480 +100	+560 +120	+645 +145	+750 +170
	H11-c11	+180 +90	+220 +70	+260 +80	+315 +95	+370 +110	+440 +130	+520 +150	+610 +180	+700 +210	+820 +280
	H11-a11	+390 +270	+420 +270	+460 +280	+510 +290	+560 +300	+630 +320	+720 +360	+820 +410		

TABLA 18 AJUSTES DE FORZADOS Y DE CONTRACCIÓN (FN)

Intervalo de tamaño nominales (pulg)	Clase FI1			Clase FI2			Clase FI3			Clase FI4		
	Limite de interferencia	Limite normales		Limite de interferencia	Limite normales		Limite de interferencia	Limite normales		Limite de interferencia	Limite normales	
Hasta A		Orificio	Eje		Orificio	Eje		Orificio	Eje		Orificio	Eje
0 - 0.12	0.05 0.5	+0.25 -0	+0.5 +0.3	0.2 0.85	+0.4 -0	+0.85 +0.6				0.3 0.95	+0.4 -0	+0.95 +0.7
0.12 - 0.24	0.1 0.6	+0.3 -0	+0.6 +0.4	0.2 1.0	+0.5 -0	+1.0 +0.7				0.4 1.2	+0.5 -0	+1.2 +0.9
0.24 - 0.40	0.1 0.75	+0.4 -0	+0.75 +0.5	0.4 1.4	+0.6 -0	+1.4 +1.0				0.6 1.6	+0.6 -0	+1.6 +1.2
0.40 - 0.56	0.1 0.8	+0.4 -0	+0.8 +0.5	0.5 1.6	+0.7 -0	+1.6 +1.2				0.7 1.8	+0.7 -0	+1.8 +1.4
0.56 - 0.71	0.2 0.9	+0.4 -0	+0.9 +0.6	0.5 1.6	+0.7 -0	+1.6 +1.2				0.7 1.8	+0.7 -0	+1.8 +1.4
0.71 - 0.95	0.2 1.1	+0.5 -0	+1.1 +0.7	0.6 1.9	+0.8 -0	+1.9 +1.4				0.8 2.1	+0.8 -0	+2.1 +1.6
0.95 - 1.19	0.3 1.2	+0.5 -0	+1.2 +0.8	0.6 1.9	+0.8 -0	+1.9 +1.4	0.8 2.1	+0.8 -0	+2.1 +1.6	1.0 2.3	+0.8 -0	+2.3 +1.8
1.19 - 1.58	0.3 1.3	+0.6 -0	+1.3 +0.9	0.8 2.4	+1.0 -0	+2.4 +1.8	1.0 2.6	+1.0 -0	+2.6 +2.0	1.5 3.1	+1.0 -0	+3.4 +2.8
1.58 - 1.97	0.4 1.4	+0.6 -0	+1.4 +1.0	0.8 2.4	+1.0 -0	+2.4 +1.8	1.2 2.8	+1.0 -0	+2.8 +2.2	1.8 3.4	+1.0 -0	+3.4 +2.8
1.97 - 2.56	0.6 1.8	+0.7 -0	+1.8 +1.3	0.8 2.7	+1.2 -0	+2.7 +2.0	1.3 3.2	+1.2 -0	+3.2 +2.5	2.3 4.2	+1.2 -0	+4.2 +3.5
2.26 - 3.15	0.7 1.9	+0.7 -0	+1.9 +1.4	1.0 2.9	+1.2 -0	+2.9 +2.2	1.8 3.7	+1.2 -0	+3.7 +3.0	2.8 4.7	+1.2 -0	+4.7 +4.0
3.15 - 3.94	0.9 2.4	+0.9 -0	+2.4 +1.8	1.4 3.7	+1.4 -0	+3.7 +2.8	2.1 4.4	+1.4 -0	+4.4 +3.5	3.6 5.9	+1.4 -0	+5.9 +5.0
3.94 - 4.13	1.1 2.6	+0.9 -0	+2.6 +2.0	1.6 3.9	+1.4 -0	+3.9 +3.0	2.6 4.9	+1.4 -0	+4.9 +4.0	4.6 6.9	+1.4 -0	+6.9 +6.0

TABLA 19 AJUSTES DE HOLGURA (RC) REIMPRESO DE LA NORMA AISI B4, 1-1967.

Intervalo de tamaños nominales (puig)	Clase RC2			Clase RC5			Clase RC8		
	Límites de holgura	Límites normales		Límites de holgura	Límites normales		Límites de holgura	Límites normales	
		Orificio	Eje		Orificio	Eje		Orificio	Eje
0-0.12	0.1	+0.25	-0.1	0.6	+0.6	-0.6	2.5	+1.6	-2.5
	0.55	0	-0.3	1.6	-0	-1.0	5.1	0	-3.5
0.12-0.24	0.15	+0.3	-0.15	0.8	+0.7	-0.8	2.8	+1.8	-2.8
	0.65	0	-0.35	2.0	-0	-1.3	5.8	0	-4.0
0.24-0.40	0.2	+0.4	-0.2	1.0	+0.9	-1.0	3.0	+2.2	-3.0
	0.85	0	-0.45	2.5	-0	-1.6	6.6	0	-4.4
0.40-0.71	0.25	+0.4	-0.25	1.2	+1.0	-1.2	3.5	+2.8	-3.5
	0.95	0	-0.55	2.9	-0	-1.9	7.9	0	-5.1
0.71-1.19	0.3	+0.5	-0.3	1.6	+1.2	-1.6	4.5	+3.5	-4.5
	1.2	0	-0.7	3.6	-0	-2.4	10.0	0	-6.5
1.19-1.97	0.4	+0.6	-0.4	2.0	+1.6	-2.0	5.0	+4.0	-5.0
	1.4	0	-0.8	4.6	-0	-3.0	11.5	0	-7.5
1.97-3.15	0.4	+0.7	-0.4	2.5	+1.8	-2.5	6.0	+4.5	-6.0
	1.6	0	-0.9	5.5	-0	-3.7	13.5	0	-9.0
3.15-4.73	0.5	+0.9	-0.5	3.0	+2.2	-3.0	7.0	+5.0	-7.0
	2.0	0	-1.1	6.6	-0	-4.4	15.5	0	-10.5
4.73-7.09	0.6	+1.0	-0.6	3.5	+2.5	-3.5	8.0	+6.0	-8.0
	2.3	0	-1.3	7.6	-0	-5.1	18.0	0	-12.0
7.09-9.85	0.6	+1.2	-0.6	4.0	+2.8	-4.0	10.0	+7.0	-10.0
	2.6	0	-1.4	8.6	-0	-5.8	21.5	0	-14.5
9.85-12.41	0.7	+1.2	-0.7	5.0	+3.0	-5.0	12.0	+8.0	-12.0
	2.8	0	-1.6	10.0	-0	-7.0	25.0	0	-17.0

TABLA 20 ENGRASADORES, PASADORES CILÍNDRICOS, TORNILLOS PRISIONEROS, TORNILLOS DE CABEZA HEXAGONAL, ARANDELAS Y TUERCAS HEXAGONALES.

Engrasadores

forma A				forma B				forma C			
Dimensiones				Dimensiones				Dimensiones			
AMS, AMSx1, AMSx1				BMS, BMSx1, BMSx1				CMS, CMSx1, CMSx1			
d, h, s				d, h, s				d, h, s			
5, 7, 8, 9				5, 9, 9, 11				5, 9, 9, 11			

Tornillos prisioneros

DIN 933

d	n	T	R ₁	R ₂	l
4	1	7	1	2,5	10, 20
5	1	7	1	2,5	10, 20
6	1	7	1	2,5	10, 20
8	1	7	1	2,5	10, 20
10	1	7	1	2,5	10, 20
12	1	7	1	2,5	10, 20
16	1	7	1	2,5	10, 20
20	1	7	1	2,5	10, 20

Características mecánicas del material 5.8, 4.6
Aumento progresivo de longitudes l: 8, 10, 12, 15, 18, 20, 25, 30, ... 60

Aranclas DIN 125

Forma A sin chafón
Forma B con chafón

d	M6	M8	M10	M12	M16	M20
d ₁	6,4	8,4	10,5	13	17	21
d ₂	12	17	21	26	30	36
s	1,5	2	2,5	3	3	4

Pasadores cilíndricos y aplicaciones DIN 7

d	3	4	5	6	8	10	12
l _{efecto}	4	5	5	6	8	10	10
l _{hasta}	39	40	50	60	80	100	120

Tornillos de cabeza hexagonal

DIN 931

d	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20
b	12	15	18	22	25	28	32
h	12	15	18	22	25	28	32
k	3,5	4,5	5,5	7	8	10	13
s	8	10	13	17	19	22	30
l DIN hasta	18	20	25	28	30	30	40
931 hasta	80	90	110	160	180	180	220
l DIN desde	5	6	8	10	12	12	15
933 hasta	80	100	110	150	150	150	200

1 Para longitud hasta 125 cm
2 Para longitud de más de 125 hasta 200

Aumento progresivo de las longitudes del vástago l: 20, 22, 25, 28, 30, 35, 40, 45, ... 90, 100, 110, ... 250.

Tuercas hexagonales

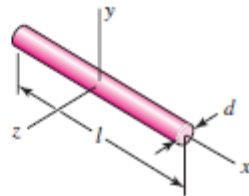
DIN 934

d	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
s	10	14	17	19	24	30	36
e	11,5	16,2	19,5	21,9	27,7	34,5	41,8
m	5	6,5	8	9,5	13	16	18

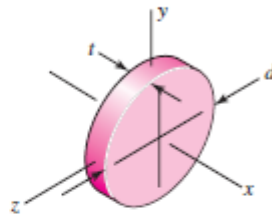
TABLA 21 ROSCA WHITWORTH.

ROSCA WHITWORTH									
— Relaciones —									
$h = 0,960 \quad p$ $h_1 = 0,640 \quad p$ $r = 0,137 \quad p$									
Diámetro nominal	TORNILLO Y TUERCA								Diámetro nominal
Pulgadas	Diámetro exterior d	Diámetro en el núcleo d ₁	Sección en el núcleo cm ²	Profundidad de la rosca h	Radio r	Diámetro medio de la rosca d ₂	Paso p	Hilos por pulgada n	Pulgadas
1/4	6,350	4,724	0,175	0,813	0,174	5,537	1,270	20	1/4
5/16	7,938	6,131	0,295	0,904	0,194	7,034	1,411	18	5/16
3/8	9,525	7,492	0,441	1,017	0,218	8,509	1,588	16	3/8
(7/16)	11,113	8,789	0,607	1,162	0,249	9,951	1,814	14	(7/16)
1/2	12,700	9,990	0,784	1,355	0,291	11,345	2,117	12	1/2
5/8	15,876	12,918	1,111	1,479	0,317	14,397	2,309	11	5/8
3/4	19,051	15,798	1,960	1,627	0,349	17,424	2,540	10	3/4
7/8	22,226	18,611	2,720	1,807	0,388	20,419	2,822	9	7/8
1	25,401	21,335	3,575	2,035	0,436	23,368	3,175	8	1
1 1/8	28,576	23,929	4,497	2,324	0,498	26,253	3,629	7	1 1/8
1 1/4	31,751	27,104	5,770	2,329	0,498	29,428	3,629	7	1 1/4
1 3/8	34,926	29,605	6,837	2,711	0,581	32,215	4,233	6	1 3/8
1 1/2	38,101	32,680	8,388	2,711	0,581	35,391	4,233	6	1 1/2
1 5/8	41,277	34,771	9,495	3,253	0,696	38,024	5,080	5	1 5/8
1 3/4	44,452	37,946	11,310	3,253	0,698	41,199	5,080	5	1 3/4
(1 7/8)	47,627	40,398	12,818	3,614	0,775	44,012	5,645	4 1/2	(1 7/8)
2	50,802	43,573	14,912	3,614	0,775	47,187	5,645	4 1/2	2
2 1/4	57,152	49,020	18,873	4,066	0,872	53,086	6,350	4	2 1/4
2 1/2	63,502	55,370	24,079	4,066	0,872	60,436	6,350	4	2 1/2
2 3/4	69,853	60,558	28,804	4,647	0,997	65,205	7,257	3 1/2	2 3/4
3	76,203	66,909	35,161	4,647	0,997	71,556	7,257	3 1/2	3
3 1/4	82,553	72,544	41,333	5,005	1,073	77,648	7,816	3 1/4	3 1/4
3 1/2	88,903	78,894	48,885	5,005	1,073	83,899	7,816	3 1/2	3 1/2
3 3/4	95,254	84,410	55,959	5,422	1,163	89,832	8,467	3	3 3/4
4	101,604	90,760	64,697	5,422	1,163	96,182	8,467	3	4
4 1/4	107,954	96,639	73,349	5,657	1,213	102,297	9,635	2 3/4	4 1/4
4 1/2	114,304	102,990	83,307	5,657	1,213	108,647	9,635	2 3/4	4 1/2
4 3/4	120,655	108,825	93,014	5,915	1,268	114,740	9,237	2 3/4	4 3/4
5	127,005	115,176	104,185	5,915	1,268	121,090	9,237	2 3/4	5
5 1/4	133,355	120,963	114,922	6,196	1,329	127,159	9,677	2 3/8	5 1/4
5 1/2	139,705	127,313	127,304	6,195	1,329	133,509	9,677	2 3/8	5 1/2
5 3/4	146,055	133,043	139,022	6,506	1,395	139,549	10,160	2 1/2	5 3/4
6	152,406	139,394	152,608	6,506	1,395	145,900	10,160	2 1/2	6

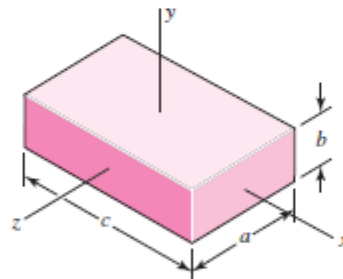
FIGURA 16 PROPIEDADES DE SOLIDOS.

Propiedades de Solidos (Densidad. Peso por unidades de Volumen)
Barra

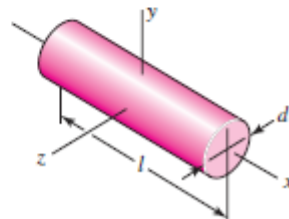
$$m = \frac{\pi d^2 l \rho}{4g} \quad I_y = I_z = \frac{ml^2}{12}$$

Disco Redondo

$$m = \frac{\pi d^2 t \rho}{4g} \quad I_x = \frac{md^2}{8} \quad I_y = I_z = \frac{md^2}{16}$$

Prisma Rectangular

$$m = \frac{abc\rho}{g} \quad I_x = \frac{m}{12}(a^2 + b^2) \quad I_y = \frac{m}{12}(a^2 + c^2) \quad I_z = \frac{m}{12}(b^2 + c^2)$$

Cilindro

$$m = \frac{\pi d^2 l \rho}{4g} \quad I_x = \frac{md^2}{8} \quad I_y = I_z = \frac{m}{48}(3d^2 + 4l^2)$$

FIGURA 17 PROPIEDADES DE SECCIONES.

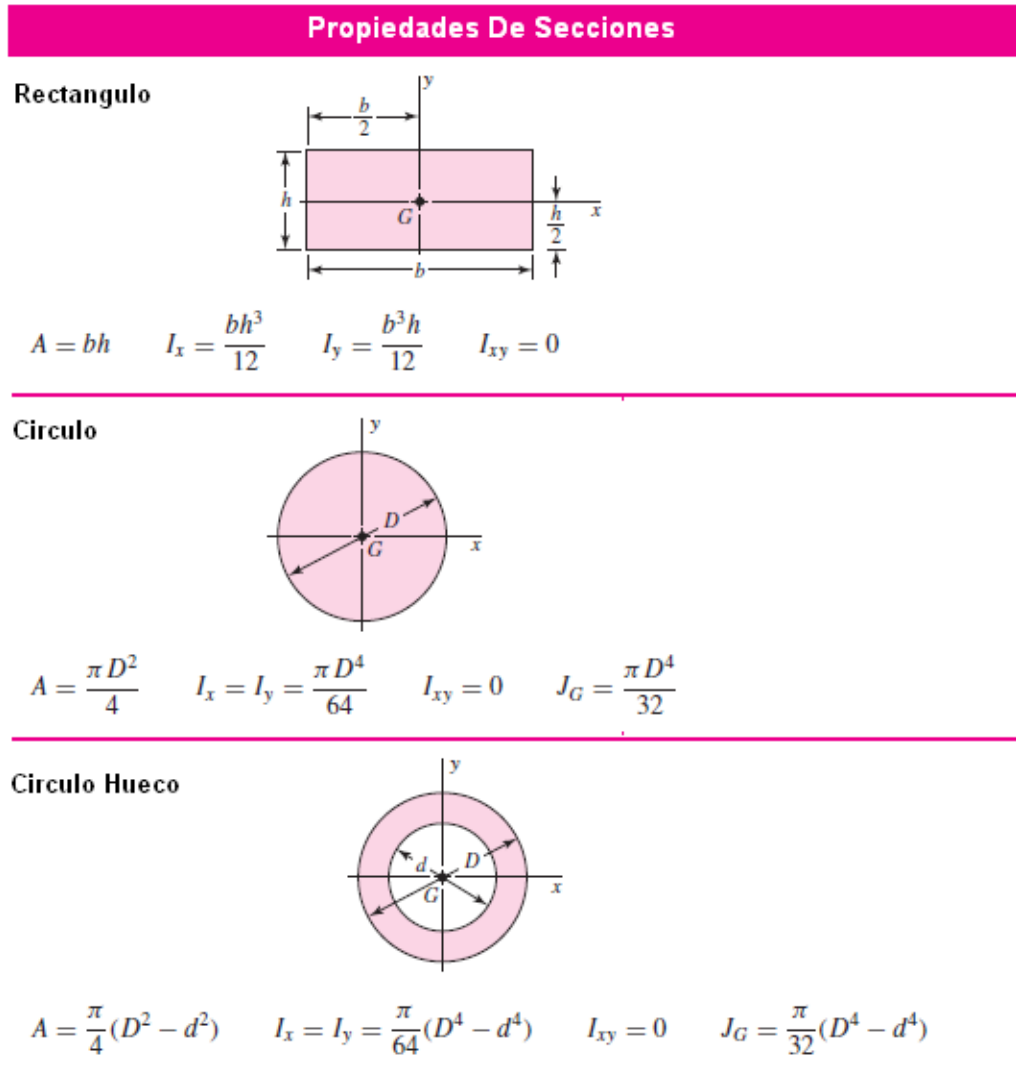


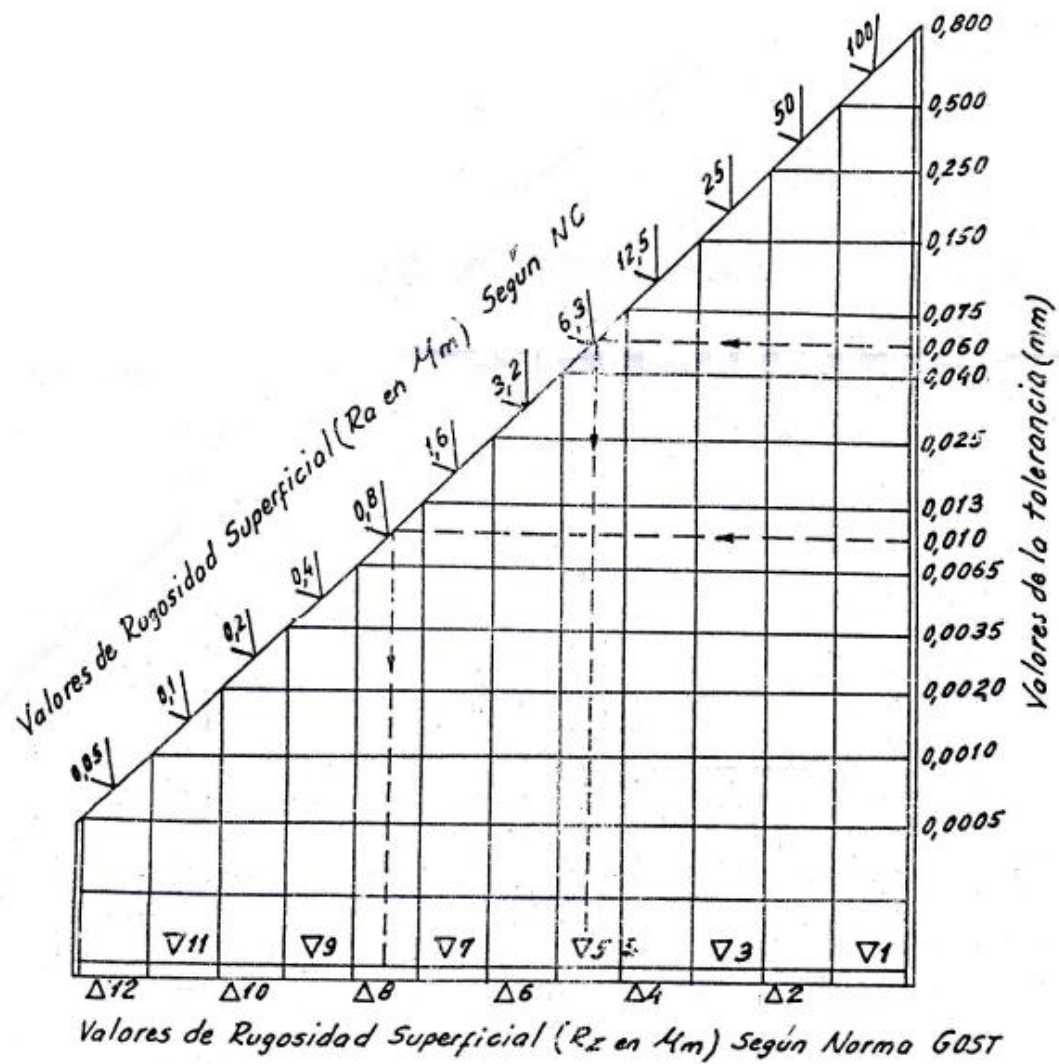
TABLA 22 COEFICIENTE ELÁSTICO C_p

Material y módulo de elasticidad E_p , lb/pulg ² (MPa), del engrane							
MATERIAL DEL ENGRAÑE	Módulo de elasticidad, E_p , lb/pulg ² (MPa)	Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

TABLA 23 NUMERO DE DIENTES DEL PIÑÓN, PARA ASEGURAR QUE NO HAYA INTERFERENCIA.

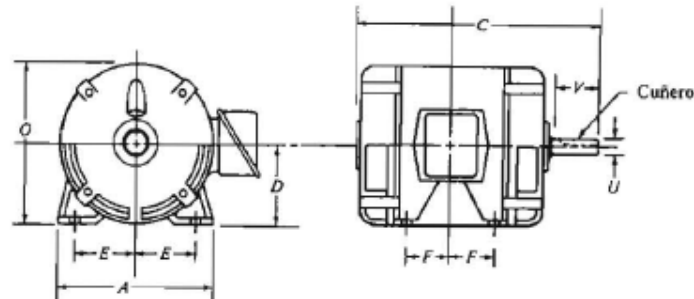
Para un piñón engranado con una cremallera		Para un piñón de 20° profundidad total, engranado con un engranaje	
Forma del diente	Número mínimo de dientes	Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane
Envolvente 14½°, profundidad total	32	17	1309
Envolvente 20°, profundidad total	18	16	101
Envolvente 25°, profundidad total	12	15	45
		14	26
		13	16

Figura 18 valores de rugosidades



ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL MOTOR ELECTRICO.

CLAVES DE LAS DIMENSIONES NEMA

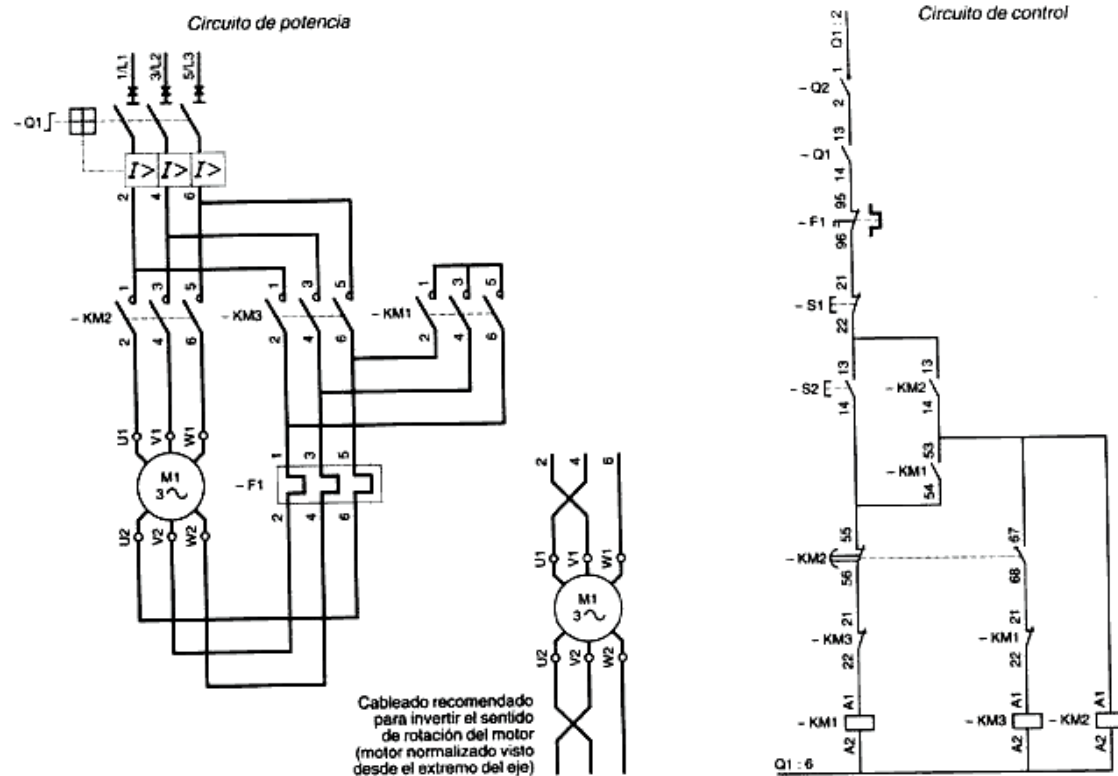


Tamaños de armazones de motor

HP	Tamaño de armazón	Dimensiones (pulgadas)								
		A	C	D	E	F	O	U	V	Cuñero
1/4	48	5.63	9.44	3.00	2.13	1.38	5.88	0.500	1.50	0.05 plano
1/2	56	6.50	10.07	3.50	2.44	1.50	6.75	0.625	1.88	3/16 × 3/32
1	143T	7.00	10.69	3.50	2.75	2.00	7.00	0.875	2.00	3/16 × 3/32
2	145T	7.00	11.69	3.50	2.75	2.50	7.00	0.875	2.00	3/16 × 3/32
5	184T	9.00	13.69	4.50	3.75	2.50	9.00	1.125	2.50	1/4 × 1/8
10	215T	10.50	17.25	5.25	4.25	3.50	10.56	1.375	3.13	5/16 × 5/32
15	254T	12.50	22.25	6.25	5.00	4.13	12.50	1.625	3.75	3/8 × 3/16
20	256T	12.50	22.25	6.25	5.00	5.00	12.50	1.625	3.75	3/8 × 3/16
25	284T	14.00	23.38	7.00	5.50	4.75	14.00	1.875	4.38	1/2 × 1/4
30	286T	14.00	24.88	7.00	5.50	5.50	14.00	1.875	4.38	1/2 × 1/4
40	324T	16.00	26.00	8.00	6.25	5.25	16.00	2.125	5.00	1/2 × 1/4
50	326T	16.00	27.50	8.00	6.25	6.00	16.00	2.125	5.00	1/2 × 1/4

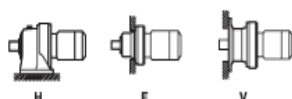
Nota: Todos los motores son trifásicos para 60 Hz, de cuatro polos de inducción CA. Vea la descripción de las dimensiones en la figura 21-18.

ARRANQUE ELÉCTRICO DEL MOTOR TRIFÁSICO.



CYCLO® 6000 Gearmotors

60 Hz Frame Size Selection Tables



Dimensions Pages

Foot
Mount (H) 4.2–4.29

V-Flange (V) 4.30–4.43

F-Flange (F) 4.44–4.69

1/2 HP
 60 Hz, 1750 RPM

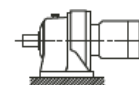
Gearmotors

Output Speed RPM	Output Torque In•lbs	Service Factor		Overhung Load lbs	SELECTION					Option Inverter Duty
		SF	AGMA Class		HP Symbol	Frame Size	Shaft Spec.	AGMA Class	Ratio	
292	110	1.02	I	290	05	6075*	Y	A	6	-
		1.48	II	406	05	6080*	Y	B	6	AV
		1.95	III	406	05	6085*	Y	C	6	AV
219	147	1.02	I	321	05	6075*	Y	A	8	-
		1.48	II	440	05	6080*	Y	B	8	AV
		1.95	III	440	05	6085*	Y	C	8	AV
159	202	1.02	I	357	05	6075*	Y	A	11	-
		1.48	II	485	05	6080*	Y	B	11	AV
		1.95	III	485	05	6085*	Y	C	11	AV
135	239	1.02	I	377	05	6075*	Y	A	13	-
		1.48	II	521	05	6080*	Y	B	13	AV
		1.95	III	521	05	6085*	Y	C	13	AV
117	275	1.02	I	377	05	6075*	Y	A	15	-
		1.48	II	539	05	6080*	Y	B	15	AV
		1.95	III	539	05	6085*	Y	C	15	AV
103	312	1.02	I	397	05	6075*	Y	A	17	-
		1.48	II	564	05	6080*	Y	B	17	AV
		1.95	III	564	05	6085*	Y	C	17	AV
83.3	385	1.02	I	397	05	6075*	Y	A	21	-
		1.38	II	550	05	6085*	Y	B	21	AV
		1.90	III	750	05	6090*	Y	C	21	AV
70.0	458	1.19	I	566	05	6085*	Y	A	25	AV
		1.68	II	750	05	6090*	Y	C	25	AV
		2.17	III	750	05	6095*	Y	C	25	AV
60.3	532	1.17	I	575	05	6085*	Y	A	29	AV
		1.56	II	750	05	6090*	Y	B	29	AV
		1.96	III	750	05	6095*	Y	C	29	AV

Note: *FIDE approved model.

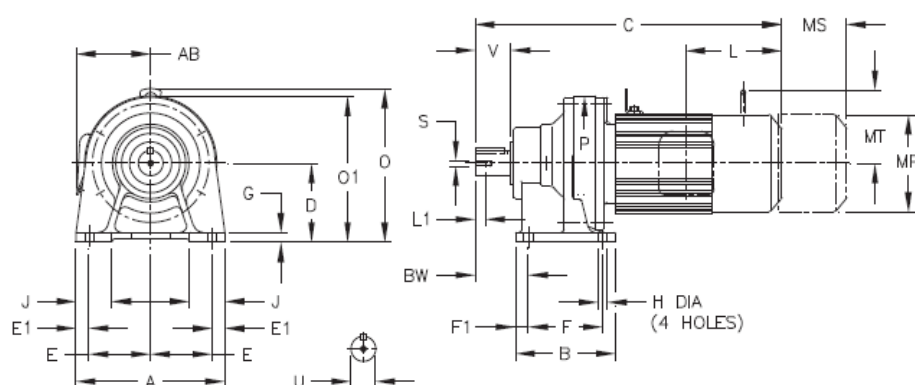
CYCLO® 6000 Gearmotors

Dimensions Integral Foot Mount



Single Reduction

CNHM-6060/5Y ▶ 610HY, PHHM-6100/5Y ▶ 610HY



All dimensions are in inches

Gearmotors

Dimensions

Model CNHM, PHHM	A	B	D	E	E1	F	F1	G	H	J	P	BW
6060/5Y	5.67	3.31	3.15	2.36	0.47	2.36	0.47	0.39	0.35	1.38	4.33	1.61
6070/5Y	5.67	3.31	3.15	2.36	0.47	2.36	0.47	0.39	0.35	1.38	4.33	1.85
6080/5Y	5.67	3.90	3.54	2.36	0.47	2.95	0.47	0.51	0.35	1.46	5.28	2.05
6090/5Y	7.09	5.31	3.94	2.95	0.59	3.54	0.59	0.47	0.43	1.57	5.91	2.36
6100/5Y	7.09	5.31	3.94	2.95	0.59	3.54	0.59	0.47	0.43	1.57	5.91	2.36
610HY	7.09	5.31	4.72	2.95	0.59	3.54	0.59	0.47	0.43	1.77	5.91	2.36

Model CNHM, PHHM	Low Speed Shaft				
	U*	V	S	L1	Key
6060/5Y	0.500	0.98	10-32UNF	0.63	1/8 X 1/8 X 0.79
6070/5Y	0.750	1.18	12-28UNF	0.63	3/16 X 3/16 X 1.06
6080/5Y	0.875	1.38	12-28UNF	0.63	3/16 X 3/16 X 1.18
6090/5Y	1.125	1.38	5/16-18UNC	0.79	1/4 X 1/4 X 1.18
6100/5Y	1.125	1.38	5/16-18UNC	0.79	1/4 X 1/4 X 1.18
610HY	1.125	1.38	5/16-18UNC	0.79	1/4 X 1/4 X 1.18

*Shaft Tolerances

Shaft Nominal Diameter (inches)	Tolerances (inches)
0.500 (1/2) through 0.625 (5/8)	+0.0000/-0.0004
0.750 (3/4) through 1.125 (1 1/8)	+0.0000/-0.0005
1.250 (1 1/4) through 1.875 (1 7/8)	+0.0000/-0.0006

Dimensions

Dimensions shown are for reference only and are subject to change without notice, unless certified.
Certified prints are available after receipt of an order; consult factory.

Sumitomo Drive Technologies Cyclo® 6000 Series